Capitulo I

1 - INTRODUÇÃO

O funcionamento de motores no modelo de combustão de duplo-combustível implica a redução do gasóleo e a substituição deste combustível por outro, designado secundário. No presente estudo, é usado como combustível secundário o gás natural (GN), que é fornecido ao motor pré-misturado com o ar no ciclo de admissão.

Desde 1940 que o duplo-combustível é utilizado, por razões económicas, em muitos motores estacionários. Nestas condições é possível usar-se pequenas quantidades de gasóleo na ordem de 5 - 10% do normal com gás natural, gás de cozinha ou gás metano como combustível secundário. O motor pode ser regulado para condições óptimas desde que normalmente ele funcione em rotações e cargas fixas RAINE, R.R. (1990).

Só a partir de 1970 é que foram feitas sérias considerações sobre a utilização do duplo-combustível em motores de automóveis, e inicialmente isso foi largamente direccionado para a redução das emissões RAINE, R.R.; (1990).

Em Moçambique, a ideia de substituição do combustível gasóleo por gás natural no sector de transporte não é nova. No ano 2002, durante a "Conferência de Desenvolvimento da Província de Inhambane" com doadores internacionais foi apresentado um estudo abordando a matéria de transformação ou adopção de gás natural para motores automotivos Andri Hugo, (2002).

A tentativa de introdução do gás natural (GN) na frota de veículos, enfrenta dificuldades relativas a ausência de uma rede constituída de postos de abastecimento e à falta de uma tecnologia avançada para a conversão dos veículos. Diante do rápido desenvolvimento do mercado do GN, que se perspectiva com a conclusão da construção do gasoduto que atravessa uma parte das províncias do sul de país e que parte dos campos de Pande até a Secunda na África Sul, com pontos de distribuição ao longo do mesmo, ressurge o interesse do mercado e das autoridades energéticas em relançar o programa de substituição dos combustíveis líquidos por GN em Moçambique.

Em relação à tecnologia disponível mundialmente, existem duas formas possíveis para a substituição do gasóleo no sector de transporte veicular. Uma forma é a adopção de um motor que funciona segundo o ciclo Otto movido apenas a GN, a tecnologia se aplica a veículos novos, já que não é económico a conversão de motores que funciona segundo o ciclo Diesel para passarem a funcionar segundo o ciclo Otto; outra forma é a tecnologia do modelo de combustão a duplo-combustível (que é objecto de estudo do presente projecto), neste caso, o motor mantém suas características de combustão segundo o ciclo Diesel,

sendo adaptado para queimar o gás natural através do gasóleo que produz auto-ignição, mantendo o motor em operação (marcha lenta e média) e nas altas rotações retorna ao modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional.

A taxa de substituição do gasóleo por gás natural pode atingir 80%, dependendo das condições de operação do motor. O desenvolvimento da tecnologia de combustão a duplo-combustível passa por um período de rápido desenvolvimento, com muitas empresas se envolvendo neste segmento de negócio inclusive grandes revendedores de veículos no País.

Para que a substituição do gasóleo por GN seja efectivamente vantajosa, é necessário que se tenha uma política para o sector que crie condições favoráveis aqueles que optem por essa nova tecnologia. Tendo em vista as maiores dificuldades técnicas e económicas, é essencial um maior envolvimento do Estado na condução de um programa deste tipo. Seria essencial para o sucesso do programa o co-financiamento do custo de conversão ou adopção do motor dedicado a GN através de incentivos fiscais, como a redução dos impostos de importação dos equipamentos para esse fim, da mesma forma, uma política de preços para o GN transparente e estável é essencial para dar segurança aos investidores nesta tecnologia.

No presente estudo projecta-se a conversão do motor de tractor agrícola de marca Massey Ferguson MF440, sendo o sector agrícola o que mais dificuldades enfrenta devido custos de operação com combustíveis. Finalmente, cabe ressaltar uma actuação no sentido de reduzir as incertezas tecnológicas, através de investimentos e programas de demonstração.

Capítulo II

2 - MOTOR TÉRMICOS

2.1 - MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna são maquinas térmicas que transformam a energia química do combustível em energia mecânica por meio da oxidação, a esta oxidação dá-se o nome de combustão.

O motor de êmbolo funciona segundo o princípio estático e desempenha um papel importante na industria e na economia mundial. Estes motores alcançam boas relações entre potência e massa (potência específica) e são de fácil exploração. Os motores de êmbolo usam-se como fonte de energia em automóveis, navios, aviões como também para accionar geradores, bombas, ventiladores, compressores etc. Actualmente a construção dos motores de combustão interna deve atender as exigências quanto a poluição sonora e ambiental.

2.1.1 – Classificação dos Motores de Combustão Interna com êmbolo pelo método de ignição

A classificação dos motores de combustão interna com êmbolos segundo **Método de Ignição ou tipo de combustível que utilizam** deve-se aos nomes dos seus descobridores e Pode ser:

- Ignição por faísca (motores que funcionam segundo o ciclo Otto) e
- Auto-ignição (motores que funcionam segundo o ciclo Diesel).

Os motores que funcionam segundo o ciclo Otto são aqueles que aspiram a mistura ar-combustível preparada antes de ser comprimida no interior dos cilindros. A combustão da mistura é provocada por centelha produzida numa vela de ignição (motores a gasolina, álcool, gás natural, ou metanol), que são utilizados em geral nos automóveis;

Os motores que funcionam segundo o ciclo Diesel são aqueles que aspiram ar, que após ser comprimido no interior dos cilindros, recebe o combustível pulverizado e sobre pressão superior àquela em que o ar se encontra na câmara de combustão. A combustão ocorre por auto-ignição quando o combustível gasóleo entra em contacto com o ar aquecido pela pressão elevada, outros combustíveis, tais como; nafta, óleos minerais mais pesados e óleos vegetais podem ser utilizados em motores construídos especificamente para combustão destes combustíveis. Em motores que funcionam no modelo de combustão de segundo o ciclo Diesel é possível a utilização de combustíveis gasosos (motores

combustível misto ou conversíveis), que já são produzidos em escala considerável e vistos como os motores do futuro.

Para os combustíveis líquidos, as diferenças principais entre os motores que funcionam segundo o ciclo Otto e motores que funcionam segundo o ciclo Diesel são apresentadas na Tabela 2.1

Tabela 2.1 - Diferenças principais entre motores que funcionam segundo o ciclo Otto e que funcionam segundo o ciclo Diesel.

Motores de Combustão Interna a Pistão		
Característica	**Ciclo Otto**	**Ciclo Diesel**
Tipo de Ignição	Por centelha (Vela de ignição)	Auto-ignição
Formação da mistura	No carburador	Injecção
Relação de Compressão	6 até 8 : 1	16 até 20 : 1

2.1.2 - Constituição do Motor de Combustão Interna

O motor de combustão interna é principalmente composto pelas seguintes partes mais importantes:

- Cabeça do motor
- Bloco do motor
- Cárter.

A representação esquemática do motor de combustão interna que funciona segundo o ciclo Diesel apresenta-se na Figura 2.1 e, é constituído pelo seguintes sistemas importantes:

- Sistema de Admissão de ar;
- Sistema de Combustível, aí incluindo-se os componentes de injecção de gasóleo;
- Sistema de Lubrificação;
- Sistema de Arrefecimento;
- Sistema de Exaustão ou escarpamento dos gases;
- Sistema de Partida.
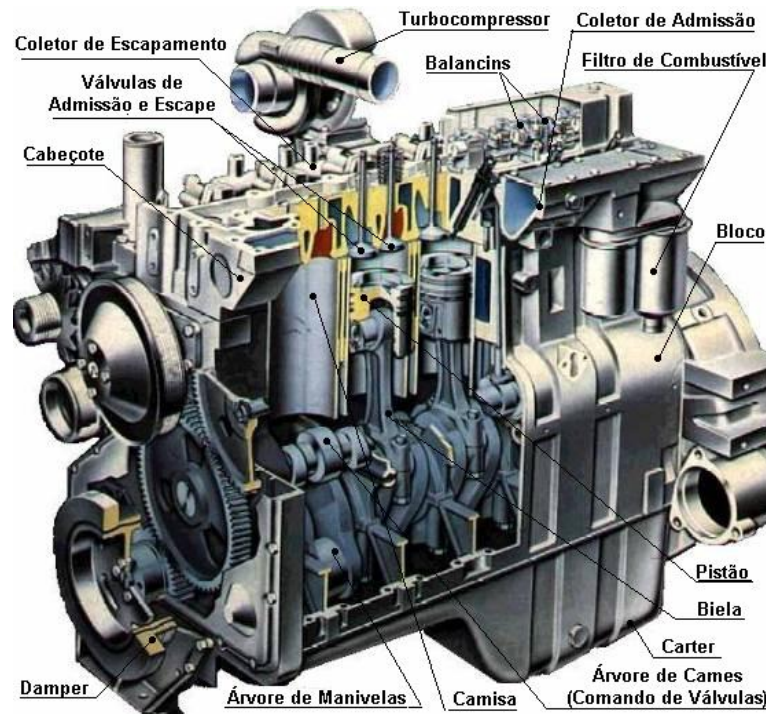
Figura 2.1 - Representação em corte de um motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

2.1.3- Funcionamento de um Motor de Combustão Interna

Fornecendo calor a um gás contido num cilindro no qual se possa fazer deslizar um êmbolo ou pistão, é possível obter a deslocação deste último por efeito da expansão do gás que se dilata sob a acção do calor, houve consequentemente uma força que se produziu e que originou uma deslocação; obtive-se, pois, um trabalho. Sendo possível a transformação do calor em trabalho, o calor deve considerar-se uma forma de energia, que se efectua nos sistemas seguintes:

Sistema de Admissão de ar; tem a função de permitir a introdução do ar atmosférico na câmara de combustão ou nos cilindros do motor, localiza-se na cabeça do motor.

Na cabeça do motor estão situados os sistemas de distribuição dos gases. Estes sistemas de admissão e de escape dos gases, são geralmente compostos pelas seguintes partes essenciais; válvulas, martelos, árvore de cames, hastes, tuchas e Molas.

No bloco do motor encontram-se os cilindros onde circulam os êmbolos ou pistões, na parte inferior deste encontra-se a cambota ou manivela que se liga aos êmbolos por meio da biela. Os êmbolos têm segmentos que são vedantes que têm por missão não deixar a mistura ou ar segundo o tipo de motor escapar entre os êmbolos e as paredes dos

cilindros e por outro lado, raspar o óleo que se encontra depositado nas paredes do cilindro.

O cárter é um depósito de óleo, onde se encontra o chupador de óleo e geralmente também a bomba de óleo. Ele tem como missão também tampar e proteger a cambota.

O sistema de lubrificação, por efeito do calor originado pelo atrito de deslizamento, as superfícies metálicas em contacto sofrem uma dilatação que enfraquece as ligações entre os cristais que constituem a estrutura dos elementos acoplados; mas, como entre estes últimos existem sempre uma certa pressão, os cristais das superfícies deslizantes têm tendência para se interpenetrarem, provocando o fenómeno do caldeamento ou gripagem, para a lubrificação dos componentes utilizam-se diversos tipos de óleos minerais e vegetais . Os objectivos do sistema de lubrificação são**:**

- Reduzir o mais que possível a fricção e o desgaste entre as partes móveis.
- Reduzir o ruído.
- Dissipar o calor transportado-o para fora das superfícies de trabalho.
- Proteger as superfícies metálicas do ataque dos agentes corrosivos originados pela combustão e
- Limpar o motor.

A medida da capacidade de um óleo lubrificante é a viscosidade. Quanto maior for a viscosidade mais espesso será o óleo, e quando o óleo aquece torna-se fino, isto é perde a viscosidade.

O sistema de arrefecimento; as altas temperaturas atingidas durante o funcionamento dos motores endotérmicos exigem a refrigeração dos diversos órgãos para evitar o perigo de caldeamento e deformações. Se refrigerarem convenientemente as cabeças e as camisas dos cilindros, limita-se a dilatação do pistão e do cilindro, reduz-se a deformação e a corrosão das válvulas, aumenta-se a duração do isolador da velas, impedem-se as auto-ignições e, finalmente, torna-se possível uma eficaz lubrificação. As funções principais do sistema de refrigeração são:

- controlar a temperatura do motor nos limites precisos;
- aumentar o rendimento do motor e
- providenciar calor para outros sistemas.

O meio refrigerante na maioria dos casos é a água com aditivos para rebaixar o ponto de congelamento (exemplo: etileno-glicol, recomendado para utilização em regiões mais frias)

e para proteger contra a corrosão (óleos emulsionáveis ou compostos que, em contacto com a água, tendem a formar películas plásticas).

O sistema de exaustão ou escapamento dos gases; efectua o escapamento para a atmosfera dos gases resultantes da combustão. Estes gases também podem ser reaproveitados para melhorar o desempenho noutros sistemas do motor.

O sistema de partida; serve para iniciar a marcha do motor através do volante do motor. Os sistemas de partida dos motores de combustão interna podem ser:

- eléctricos e
- pneumáticos ou mola.

O sistema eléctrico de partida mais utilizado é essencialmente constituído por:

- um motor de arranque;
- uma bateria de acumuladores e
- ignição.

2.1.3.1 – Ciclo de Funcionamento do Motor à Quatro Tempos

Para se completar um ciclo de trabalho, Figuras 2.2, no motor de quatro tempos são necessários quatro cursos do êmbolo ou duas voltas da cambota (manivela). Durante o ciclo, cada válvula (admissão e escape) abre só uma vez, isto é, o veio de excêntricos gira metade das voltas da cambota.

Primeiro tempo (admissão); a válvula de admissão está aberta e de escape está fechada. O pistão, ao descer do **PMS p**ara **PMI**: Fase de aspiração da mistura ar-gasolina nos motores a carburador e aspiração do ar fresco para motores com formação da mistura dentro do cilindro.

Segundo tempo (compressão); a válvula de admissão e de escape estão fechadas. O pistão por efeito da energia cinética acumulada pelo volante do motor durante o curso anterior, sobe do **PMI** ao **PMS** comprimindo o produto na câmara de compressão, devido à Compressão politrópica, a temperatura e a pressão aumentam e um pouco antes do PMS faz-se a ignição da mistura ou a injecção do combustível e acontece a auto-ignição.

Terceiro tempo (combustão-expansão ou tempo de trabalho); as válvulas de admissão e de escape continuam fechadas. A energia do combustível, por meio de oxidação

transforma-se em energia mecânica por meio do mecanismo manivela-biela. Portanto o pistão desce do **PMS** ao **PMI.**

Quarto tempo (escape, esvaziamento do cilindro ou escape dos gases queimados); a válvula de admissão está fechada e a de escape está aberta. Antes de o pistão ter alcançado o **PMI**, abre-se a válvula de escape: os gases queimados são descarregados para a atmosfera (escape espontâneo), devido à energia cinética do volante, o pistão sobe do **PMI** ao **PMS**, completando o escape dos gases queimados (escape forçado).
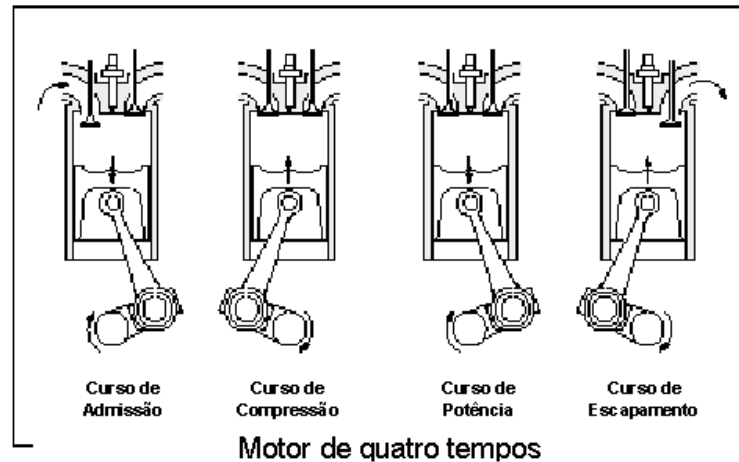
Figura 2.2 - Tempos de funcionamento de um motor de quatro tempos.

2.1.3.2 – Ciclo de Funcionamento do Motor à dois Tempos

Os motores de dois tempos Figura 2.3, completam o ciclo com somente uma volta da cambota, motores que geralmente não têm válvulas de admissão e de escape, processos que fazem-se por janelas. Estes motores podem funcionar segundo o ciclo Otto ou segundo o ciclo Diesel.

As janelas que servem para admissão e escape dos gases são abertas e fechadas pelo próprio êmbolo ao deslocar-se no interior do cilindro. Os motores de dois tempos têm as seguintes aberturas:

- Fenda de entrada, que é a ligação entre a tubagem de admissão e a caixa de manivela.
- Canal de admissão que é a ligação entre a caixa de manivela (cárter) e o cilindro.
- Fenda de saída que liga o cilindro ao colector de escape.

Primeiro tempo (Fenda de aspiração ou fenda de entrada é fechada no início da expansão**);** o pistão movimenta-se do **PMS** ao **PMI**, no cilindro há expansão da mistura queimada ou do gás de escape e expansão do gás de escape em direcção do escape e

admissão do ar ou da mistura no cilindro. Na caixa de manivela efectua-se compressão prévia do ar ou da mistura até (0,15...0,3) bar.

Segundo tempo (o canal de admissão é fechado no início do processo de compressão, depois também a fenda de escape.

Fenda de entrada é aberta no fim, do curso do êmbolo**);** o pistão move-se do **PMI** ao **PMS.** No cilindro efectua-se compressão do ar ou da mistura, ignição ou injecção do combustível antes do **PMS** e na caixa da manivela faz-se formação de vácuo e aspiração do ar ou da mistura.
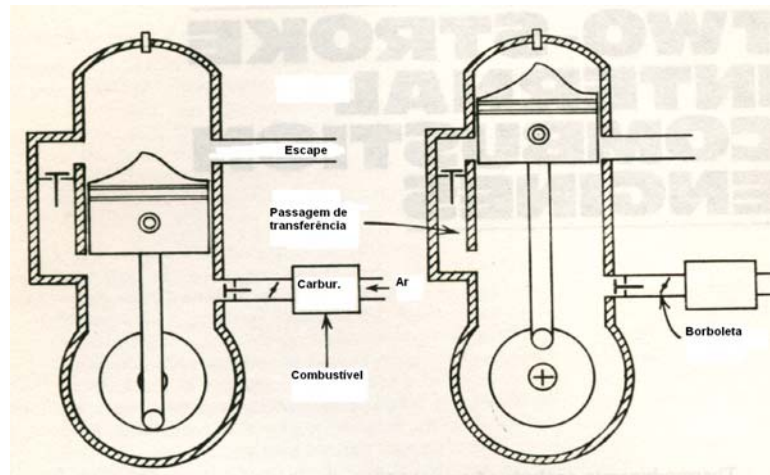
Figura 2.3 - Esquema de funcionamento do motor de dois tempos

2.2 - MOTORES QUE FUNCIONAM NO MODELO DE COMBUSTÃO SEGUNDO O CICLO DIESEL

Os motores que funcionam segundo o ciclo Diesel são máquinas térmicas alternativas, de combustão interna, destinadas ao suprimento de energia mecânica ou força motriz de accionamento. De acordo com os sistema de injecção Diesel, os motores classificam-se em:

1. motores de injecção pneumática; recorre-se ao auxílio do ar comprimido para pulverizar e injectar o combustível no cilindro;
2. motores de injecção mecânica; uma bomba especial, accionada pelo próprio motor, comprime o combustível líquido a uma pressão elevadíssima e envia-o para o injector que o pulveriza e o injecta no cilindro. O sistema de injecção mecânica é o único utilizado no sector dos automóveis cujo dispositivo de injecção do combustível é designado bomba injectora;
3. motores de injecção eléctromecânica ou injectores bomba

Os motores que funcionam segundo o ciclo Diesel são geralmente classificados segundo a sua aplicação (em quatro tipos básicos) e segundo o número de rotações da cambota.

Quanto a sua aplicação podem:

- estacionários;
- industriais;
- veiculares;
- marítimos**.**

Segundo o número de rotações temos:

- **os motores lentos** são empregues para instalações fixas e marítimas, funcionando à número de rotações que variam na ordem de 500-1000 RPM;
- **os motores rápidos,** que funcionam com rotações na ordem de 2500-3500 RPM.

O motor que funciona segundo o ciclo Diesel não se presta para atingir regimes elevados devido ao peso importante dos órgãos da cambota e do tempo que é necessário para a injecção e a combustão, tempo que não pode ser reduzido abaixo de um certo limite.

2.2.1 - Processo Termodinâmico do Motor que Funciona Segundo o Ciclo Diesel

O ciclo de Diesel é o ideal para motores que funcionam a ignição por compressão (IC) alternativos. O motor IC proposto por *Rudolph Diesel* nos anos de 1890, é muito similar ao proposto pelo Nikolaus A. Otto diferindo essencialmente no método de iniciação da combustão.

O diagrama do processo do motor que funciona segundo o ciclo Diesel apresentado na Figura 2.4, também chamado ciclo de Isopressão ou ciclo Isobárico devido à admissão de calor efectivar a pressão constante (Processo 2-3). O ciclo teórico do motor que funciona segundo o ciclo Diesel é constituído por duas adiabáticas (processos 1-2 e 3-4), por uma isobárica (2-3) e por uma isovolúmica (4-1); difere do motor de explosão porque a introdução de calor ocorre a pressão constante em vez de o ser a volume constante (ciclo Otto).

a) b)
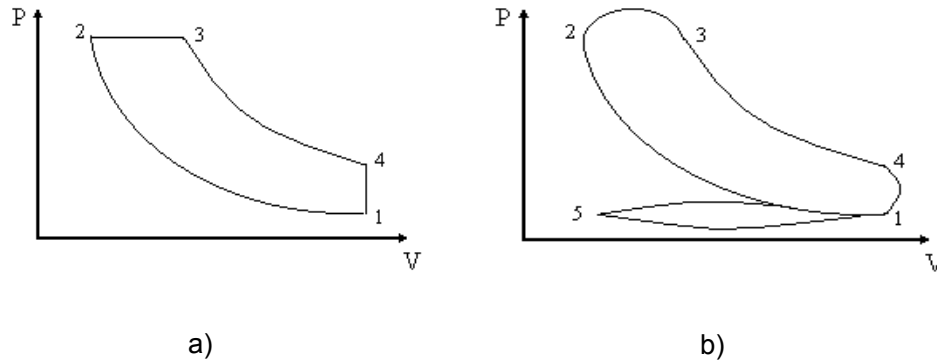
Figura 2.4 – Diagrama P-V do processo termodinâmico do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

Nos motores Diesel o Processo (2-3) refere-se a combustão. Devido as grandes taxas de compressão, nos motores Diesel, o ar no fim do tempo de compressão atinge altas temperaturas.

No caso ideal (Figura 2.4a), a injecção começaria imediatamente no fim da compressão e a quantidade de combustível injectado estaria sincronizada com o movimento do pistão para deixar a pressão do cilindro constante. A combustão começaria logo que o combustível injectado entrasse em contacto com o ar quente e continuaria dessa maneira sem necessitar de faísca.

No caso real (Figura 2.4b), a pequenas cargas, os motores Diesel funcionam aproximadamente a ciclos de combustão de volume constante, mas a grandes cargas é mais apropriado considerar-se ciclos de combustão mistos.

Segundo Campbell, (1979), o aumento da pressão no motor Diesel devido a combustão pode ser analisado subdividindo em três etapas bem distintas, essas etapas são :

- devido a variação do volume por causa do movimento do êmbolo
- devido a liberação de energia da queima do combustível
- devido a transferência do calor dos gases as paredes do cilindro.

Com habituais rotações do motor, o rendimento térmico do motor que funciona segundo o ciclo Diesel é expresso:

$$\eta_{per,d} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\varphi^k - 1}{k.(\varphi - 1)} \qquad (2.1)$$

ou

$$\eta_{per,d} = f(\varepsilon, k, \varphi) \qquad (2.2)$$

A pressão média do motor perfeito é:

$$\frac{P_{mp,d_s}}{P_1} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\varepsilon^{k-1}\left[k \cdot (\varphi - 1) - \frac{\varphi}{\delta^{k-1}}\right] + 1}{(k-1).\cdot(\varepsilon - 1)} \qquad (2.3)$$

sendo:

ε - relação de compressão;

φ - relação de ignição ou relação de combustão a pressão constante;

δ - relação de expansão e

$k = \frac{c_p}{c_v}$ relação entre o calor específico a pressão constante e com volume constante.

No diagrama o processo 1-5, refere-se a libertação dos gases de escape e o Processo 5-1, a admissão do ar ou da mistura fresca (duplo-combustível)

2.3. - Formação da Mistura no Motor que Funciona Segundo o Ciclo Diesel

No motor que funciona segundo o ciclo Diesel a formação da mistura ou mistura seja volumétrica ou mista de jacto de combustível que sai do pulverizador deverá decompor-se em finíssimas gotas cujas dimensões se encontram entre os limites de 5 a 40 μm para assegurar uma rápida combustão. As gotas mais grandes, que geralmente se formam no final da injecção, podem demorar o processo de combustão e contribuir na formação de carvão. As gotas demasiadas pequenas (até 10 μm) se evaporam a volta do bico do injector, o que dificulta a utilização do ar nos pontos mais afastados da câmara de combustão.

A formação da mistura no motor que funciona segundo o ciclo Diesel acarreta uma perda de energia para o motor. Esta perda de energia é menor para a injecção directa do que para a injecção indirecta.

Para a injecção indirecta existe perda do fluxo essencialmente nos canais entre a antecâmara e o cilindro, por isso o consumo relativo efectivo do combustível é maior para a injecção indirecta do que para a injecção directa. A pressão média efectiva é maior para a injecção indirecta o que significa que também o trabalho ou a potência por cilindro são maiores ou por outro, o rendimento relativo do motor é maior quando se tem injecção indirecta durante um maior campo de número de rotação do motor.

2.3.1 - Alimentação do Motor que Funciona Segundo o Ciclo Diesel

O sistema de alimentação do motor que funciona segundo o ciclo Diesel esta apresentado na Figura 2.5, é composto essencialmente de; depósito de combustível, pré-filtro, tubos de baixa pressão, bomba manual, bomba injectora, tubos de alta pressão, bicos injectores.
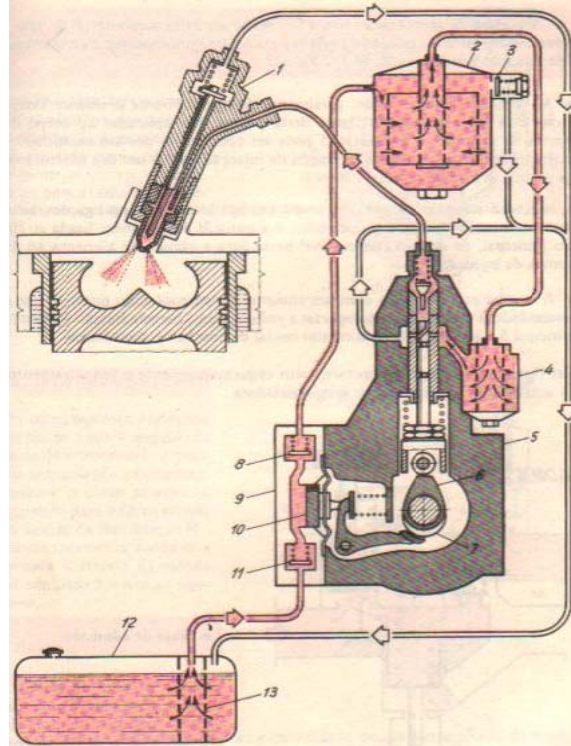
Figura 2.5 – Representação em corte do sistema de alimentação do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

1. Injector – 2. Filtro principal – 3. Válvula limitadora da pressão – 4. Filtro suplementar – 5. Bomba de injecção – 6. Excêntrico de comando da bomba de injecção – 7. Excêntrico de comando da bomba de alimentação – 8. Válvula de comando da bomba de alimentação – 9. Bomba de alimentação – 10. Pistão da bomba de alimentação – 11.Válvula de admissão bomba de alimentação - 12. Depósito de gasóleo - 13. Filtro de tomada.

2.3.2 - Componentes do Sistema de Injecção

A injecção pulverizada do combustível gasóleo é controlada por uma bomba de pistões ou injector bomba *(Comand rail*) responsáveis pela pressão e dosagem para cada cilindro, nos tempos correctos. Na maioria dos motores que funcionam segundo o ciclo Diesel, utiliza-se uma bomba em linha dotada de um pistão para cada cilindro e accionada por uma árvore de Cames que impulsiona o combustível quando o êmbolo motor (pistão) atinge o ponto de início de injecção, no final do tempo de compressão. Os motores que

funcionam segundo o ciclo Diesel de alta rotação utilizam bombas rotativas, que distribuem o combustível para os cilindros num processo semelhante ao do distribuidor de corrente eléctrica para as velas de ignição em motores que funcionam segundo o ciclo Otto.

2.3.3 - Bombas Injectoras

As bombas injectoras classificam- se em dois grupos:

1. bombas injectoras em linha, utilizadas normalmente em motores com elevada relação de compressão;
2. bombas rotativas, utilizadas nos motores que funcionam segundo o Diesel de média relação de compressão.

As bombas injectoras, em linha e rotativas, para que funcionem, são instaladas no motor sincronizadas com os movimentos da árvore de manivelas, processo denominado calagem da bomba (comando).

2.3.3.1 - Bomba Injectora em Linha

A bomba injectora em linha, apresentada no **Anexo A1**, é essencialmente constituída de um cárter que suporta:

- os cilindros da bomba;
- o eixo de distribuição e seus mancais e
- a cremalheira de comando de orientação conjugada com cada pistão.

2.3.3.2 - Bombas Injectoras Rotativas

As bombas injectoras rotativas tem um só elemento para impulsionar o combustível ao injector de cada cilindro do motor (cabeça Hidráulica) que, gira arrastado, tal como ocorre nas bombas injectoras em linha. Esta cabeça Hidráulica impulsiona o combustível e distribui-lo pelos cilindros do motor. Mediante uma válvula situada a entrada da cabeça se dosifica a quantidade de combustível injectada.

As bombas injectoras rotativas Figura 2.6, seus detalhes **no Anexo A2**, tem um corpo oco, cujo interior gira a cabeça Hidráulica e os mecanismos reguladores, quando este é do tipo centrífugo, neste corpo estão alojados os mecanismos de avanço de injecção e a válvula dosificadora. Um extremo do corpo acaba numa platina para o bloqueio do motor e o outro extremo encontra-se as ligações de entrada e saída do combustível.

Figura 2.6 – Bomba rotativa usada em motor Diesel

As bombas injectoras rotativas são fixadas directamente ao cárter de distribuição, podem ser classificados:

1 - pela disposição dos êmbolos de pressão dentro da bomba;

- de dois êmbolos radiais;
- de um só êmbolo axial

2 - segundo o tipo de regulador que utilizam;

- regulador centrífugo;
- regulador hidráulico.

2.3.4 - Regulação da Velocidade

A rotação de trabalho do motor que funcionam segundo o ciclo Diesel depende da quantidade de combustível injectada e da carga aplicada à árvore de manivelas (potência fornecida à máquina accionada). Também é necessário limitar a rotação máxima de trabalho do motor, em função da velocidade média do pistão ($c_m = s\, n / 30$), que não deve induzir esforços que superem os limites de resistência dos materiais, bem como da velocidade de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escapamento, que a partir de determinados valores de rotação do motor, começam a produzir efeitos indesejáveis. Nas altas velocidades, começa haver dificuldades no enchimento dos cilindros, devido ao aumento das perdas de carga e a inércia da massa de ar, fazendo cair o rendimento volumétrico.

A variação do débito é controlada pelo mecanismo de aceleração que limita a quantidade máxima do combustível a ser injectado. O mecanismo de aceleração, por si só, não é capaz de controlar a rotação do motor quando ela tende a cair com o aumento da carga ou a aumentar com a redução da mesma carga, para assegurar o controlo da dosagem de combustível em função das solicitações da carga são aplicados reguladores ou governadores de rotações com características distintas e bem definidas para cada tipo do motor , tais como:

- Governadores mecânicos.
- Governadores hidráulicos.
- Governadores Electrónicos.

2.3.5 - Bicos Injectores

Normalmente instalados nos cabeçotes, tem a finalidade de prover o suprimento de combustível pulverizado em forma de névoa (neblina). A agulha do injector se levanta no começo da injecção devido ao impacto da pressão na linha de combustível, suprida pela bomba injectora. Durante os intervalos de tempo entre as injecções, se mantém fechado automaticamente pela acção de uma mola.

Uma pequena quantidade de combustível, utilizada para lubrificar e remover calor das partes móveis dos injectores é retornada ao sistema de alimentação de combustível. Os bicos injectores, Figura 2.7, assim como as bombas, são fabricados para aplicações específicas e não são intercambiáveis entre modelos diferentes de motores.
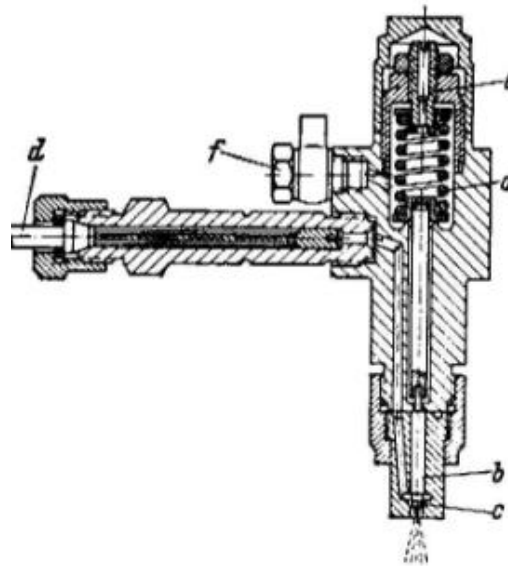
Figura 2.7 - Corte transversal de bico injector.

A agulha do bico **b** que fecha com o auxílio de uma forte mola **a**, é levantada pela elevada pressão do combustível bombeado em **c**. **d.** Linha de pressão - **e**. Parafuso de ajuste para a regulação da pressão de injecção – **f**. Linha de retorno do combustível utilizado para lubrificação e refrigeração do bico injector.

2.4 - COMBUSTÃO NO MOTOR QUE FUNCIONA SEGUNDO O CICLO DIESEL

O processo de combustão é o aspecto mais importante de qualquer motor de combustão interna. Infelizmente ele também é o mais complexo e o último a ser entendido.
Um modelo matemático completo de combustão requer bons modelos de bomba injectora, tubulações de transporte de combustível, de bicos injectores, de correntes de ar no interior do cilindro (incluindo distribuição espacial, turbulência e variação no tempo) de atomização do combustível, de vaporização da mistura de ar/combustível, cinética química e pré-mistura e a difusão da queima. Um modelo abrangente, tal como este, ainda não foi desenvolvido embora não esteja para além do alcance do conhecimento actual, contudo, mesmo que esse modelo fosse desenvolvido, ele teria que ser suficientemente extenso para justificar a sua utilização na maioria dos motores simulados, Nhambiu.J, (2001).

2.4.1 – Sistema de Injecção

O sistema de injecção tem como finalidade:
1 - medir uma quantidade de combustível;
2 - comprimir a quantidade de combustível medida, segundo uma determinada lei, sem permitir que as pressões de compressão sejam excessivas e
3 - Introduzir o combustível comprimido, no estado pulverizado no cilindro do motor, a partir de um instante e durante um tempo determinado.
No sistema de injecção a introdução do gasóleo no cilindro faz-se quando a agulha do bico injector é levantada pela pressão do gasóleo que é fornecido pela bomba injectora. Esta bomba em cada ciclo de funcionamento é abastecida de combustível a relativa baixa pressão. A quantidade de combustível fornecida pelo sistema é representada pela expressão:

$$M_{comb} = A \cdot S \cdot \rho \cdot \eta_v \qquad (2.4)$$

Onde:

M_{comb} - é a massa de combustível por cada injecção
A - é a área do êmbolo da bomba
S - é o curso efectivo do êmbolo da bomba
ρ - é a densidade do combustível
η_v - é o rendimento volumétrico da bomba

A vazão mássica de combustível que é fornecido pelo bico injector por cada injecção é dada por:

$$\left(\frac{dM}{dt}\right)_{ideal} = \frac{M_{comb} \cdot N}{\theta} \qquad (2.5)$$

Sendo:
N - a velocidade de rotação da árvore biela-manivela em RPM
θ - a duração da injecção em radianos.

2.4.2 - Ignição

Pode não se dar uma sensível vaporização do combustível gasóleo, de elevado ponto de ebulição, devido à rapidez do processo. As gotículas de combustível que são injectadas, inflamam-se após terem sido levadas à temperatura de auto-ignição, pelo ar pré-aquecido e comprimido no cilindro, o intervalo de tempo entre a injecção e a ignição deve estar sincronizado com a calagem da árvore de manivelas, correspondente a elevação adequada de pressão.

2.4.3 - Retardo da Injecção ou Atraso da Ignição

É o intervalo de tempo necessário ao pistão da bomba de injecção, medido pela calagem da árvore de manivelas, para levar a quantidade de combustível situada entre a canalização da bomba e o assento da válvula de injecção (bico injector), à pressão de injecção. Infelizmente é quase impossível, especialmente nos motores de funcionamento rápido, controlar de maneira satisfatória o programa de combustão ("Lei de aquecimento") e a variação da pressão durante a combustão mediante o início e o desenvolvimento da injecção, a não ser com baixa compressão, que por outro lado diminui o rendimento e se opõe frontalmente ao princípio do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

O retardo da ignição deve ser o mínimo possível; caso contrário, chega à câmara de combustão, uma quantidade excessiva de combustível não queimado, que irá produzir aumento de pressão no próximo tempo de compressão e reduzir a lubrificação entre as camisas dos cilindros e os anéis de segmento, resultando, com a continuidade do processo, em desgaste, que num primeiro momento, é conhecido como "*espelhamento*" das camisas dos cilindros.

Ao processo que vai desde a injecção do combustível, surgimento de focos de ignição até se transformarem em frentes de chama, chama-se atraso da ignição.

2.4.4 - Tipos de Injecção

O ponto mais importante é a formação da mistura mediante a injecção do combustível directamente antes e durante a auto-ignição e combustão na carga de ar fortemente comprimida. Durante seu desenvolvimento foram encontradas várias soluções que em parte coexistem ainda em nossos dias, que são:

- motores a injecção indirecta;
- motores de injecção directa.

Motores a injecção indirecta; uma pequena parte da câmara de combustão (ante-câmara) é separada da parte principal mediante um estreitamento. O combustível, que em sua totalidade é injectado na ante-câmara mediante uma bomba dosificadora a êmbolo com funcionamento de excêntrico, com uma pressão entre 80 e 120 At, dependendo do projecto do motor, inflama-se e queima parcialmente ali; a sobre-pressão instantânea assim formada sopra a mistura inflamada com um efeito de pulverização e turbulência violentas através do "canal de disparo" até a câmara principal rica de ar.

Motores de injecção directa; o combustível é injectado directamente sobre a cabeça do pistão mediante um bico injector, com um ou vários pequenos furos (diâmetros de 0,1 a 0,3 mm) direccionados segundo um ângulo apropriado, funciona com pressões muito elevadas (até 400 At) para conseguir uma pulverização muito fina e uma distribuição adequada do combustível no ar de carburação. O jacto único forma uma neblina composta de gotas minúsculas que costuma inflamar-se em primeiro lugar na proximidade de entrada.

Capitulo III

3 - COMBUSTÃO

A química da combustão é um problema de engenharia prático com muito significado teórico. Os engenheiros têm que estar cientes das várias teorias de combustão já avançadas de forma explicar certos fenómenos que surgem nos motores de combustão interna.

3.1 - Energia Térmica do Combustível

A energia térmica libertada na combustão não é totalmente aproveitada para a realização de trabalho pelo motor. Na realidade, a maior parcela da energia é desperdiçada de várias formas.

Nos motores que funcionam segundo o ciclo Diesel de grande porte e baixa rotação tem melhor aproveitamento da energia obtida na combustão. O calor gerado pelo poder calorífico do gasóleo se dispersa e apenas uma parcela é transformada em potência útil. Para os motores que funcionam segundo o ciclo Diesel de pequeno porte e alta rotação, em média, o rendimento térmico se situa entre 36 e 40%, o que para máquinas térmicas, é considerado alto.

A Figura 3.1, apresenta um diagrama de fluxo térmico para um motor que funciona segundo o ciclo Diesel de grande cilindrada (Diagrama Sankey), onde se pode ter uma ideia de como o calor é aproveitado.
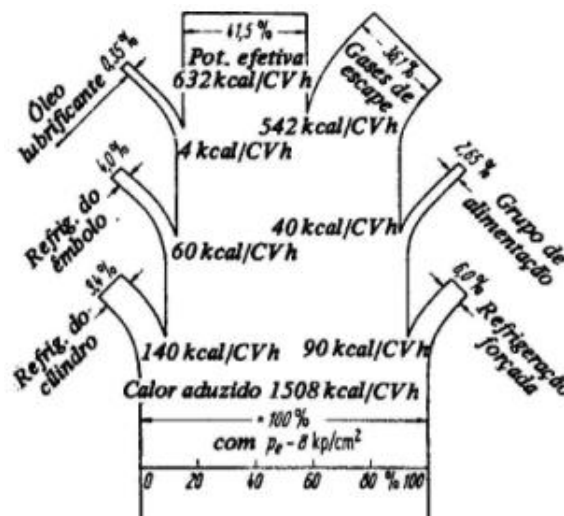
Figura 3.1 - Diagrama de fluxo térmico de um motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

O calor produzido de 1508 Kcal / CVh com Pe = 8 kp /cm². Vê-se que 41,5% do calor é transformado em potência útil, 22,4% é trocado com a água de refrigeração e 36,1% sai com os gases de escape Nhambiu J, (2003).

3.2 - ELEMENTOS COMBUSTÍVEIS NOS COMBUSTÍVEIS

Os elementos combustíveis nos combustíveis são predominantemente o carbono e o hidrogénio, pequenas quantidades de enxofre compõe a outra parte dos elementos. Os combustíveis líquidos são misturas complexas de hidrocarbonetos, contudo para os cálculos de combustão a gasolina e o gasóleo são designados pela formula molecular (C_8H_{17}).

3.3 - TIPOS DE COMBUSTÍVEIS

Os combustíveis utilizados nos motores de combustão são misturas de vários hidrocarbonetos e na sua maioria às condições normais de pressão e temperatura encontram-se no estado líquido. O emprego dos combustíveis gasosos, e de modo particular, o metano e o gás natural, vai-se generalizando gradualmente por motivos económicos, ao passo que a utilização dos combustíveis sólidos reduzidos a pó deve considerar-se ainda na fase experimental.

Os combustíveis possuem grande energia específica e valor do poder calorífica vária de 19,7 à 45,4 MJ/Kg. Existem diversos tipos de combustíveis, mas os mais usados para motores endotérmicos são:

i) Combustíveis líquidos; são normalmente utilizados para a alimentação dos motores endotérmicos.

A característica fundamental que distingue entre si os combustíveis líquidos é a volatilidade ou evaporabilidade, que se define como a aptidão para se evaporar mais ou menos rapidamente a uma pressão pouco afastada da pressão atmosférica normal. A volatilidade confere ao combustível a propriedade de formar uma mistura homogénea com o ar. Consoante o grau de volatilidade, assim os combustíveis líquidos se classificam:

1. Carburantes, combustíveis que possuem elevada volatilidade e são utilizados nos motores de ignição por faísca sendo:

- gasolina (de destilação, de cracking, sentencia);
- benzeno, iso-octano, álcool, éter;
- misturas dos combustíveis referidos.

2. Naftas, têm uma limitadíssima volatilidade e são empregues nos motores de ignição por compressão ou segundo o ciclo Diesel. Pertencem às Naftas os óleos

médios e pesados provenientes da destilação do petróleo bruto ou do alcatrão e classificam, respectivamente, em:

- Naftas leves ou gasóleo;
- Naftas pesadas ou Naftas negras.

Além da classificação acima mencionada para os combustíveis líquidos também utilizam-se os seguintes índices de classificação:

Poder anti-detonante dos carburantes, (Índice de Octanas) é bastante importante para a classificação de combustíveis utilizados em motores segundo ciclo Otto. Os números usuais de octana são 88, 92 , 96, etc.

A reacção de ignição das Naftas ou gasóleos, é um parâmetro importante a ter em conta quando se trata da classificação de combustível do tipo gasóleo.

Comportamento em ebulição – é uma característica importante dos combustíveis. Para os combustíveis não existe um ponto de ebulição, mas sim uma linha de ebulição porque eles são misturas de vários elementos. Uma pequena pressão de ebulição provoca perdas de combustível e conduz ao perigo de formação de bolhas de vapor de combustível. As grandes pressões de ebulição provocam um mau comportamento ao arranque.

Ponto de inflamação – é a temperatura a que os vapores de combustível se inflamam ao aproximar-se de uma fonte de ignição.

Ponto de combustão – é o ponto em que os vapores combustíveis começam a arder depois de se auto-inflamarem.

Ponto de ignição – é a temperatura a qual resulta uma auto-ignição da mistura combustível.

Ponto de solidificação – é a temperatura a qual no combustível a parte líquida e os componentes sólidos se separam.

A mistura de combustível e ar só se queima se as suas composições encontrarem-se dentro do limite de ignição. Este limite para a gasolina varia entre 1 e 8 % do volume de vapor de gasolina no ar.

II.) Combustíveis Gasosos; São os gases permanentes, apresentam apreciável resistência à liquifação. Para reduzir o seu volume, com o fim de obter uma conveniente autonomia de marcha, são fortemente comprimidos dentro de robustas bilhas de aço especial (botijas), a pressões da ordem de 200 à 300 Kg/cm2, pertencem a esta categoria; gás natural, hidrogénio, metano, propano, butano. Os gases permanentes com maior difusão têm sido o metano e gás natural, porque possuem boas propriedades para utilização nos motores de combustão.

II.) Combustíveis Sólidos; são:

- Hulha

- Coque

3.3.1 - Propriedades do Ar

O ar seco é uma mistura de gases que têm a composição percentual (oxigénio, nitrogénio, árgon, dióxido de carbono e hidrogénio) e alguns traços dos gases raros néon, hélio, e crípton. Para muitos dos cálculos é suficientemente preciso considerar que o ar seco é composto por 21 por cento de oxigénio e 79 por cento de gases inertes na forma de nitrogénio.

A mistura do ar húmido na atmosfera varia entre grandes limites dependendo das condições meteorológicas. Em muitos casos na sua presença manifesta-se a presença de material inerte.

No processo de combustão o constituinte activo é o oxigénio o nitrogénio aparente considera-se inerte. Daí para cada mole de oxigénio fornecido; 3,764 moles de nitrogénio aparente acompanham o oxigénio na reacção de combustão.

3.3.2 - Relação Ar-Combustível

Para a combustão completa de cada partícula de combustível, requer-se, da mistura, de acordo com a sua composição química, uma determinada quantidade de oxigénio, ou seja, de ar; é o ar teórico necessário, Ar_{teor}. A falta de ar (mistura rica) produz, em geral, um consumo demasiado alto de combustível, e formação de CO (Monóxido de carbono) ou fuligem.

A combustão, nos motores, exige um excesso de ar, se estabelece a relação entre a quantidade real de ar $\mathbf{Ar_{real}}$ e a teórica, $\mathbf{Ar_{teor}}$, tem-se a relação $\boldsymbol{\lambda = (Ar_{real} / Ar_{teor})}$**,** que no motor que funciona segundo o ciclo Otto, varia entre 0,9 e 1,3. No motor que funciona segundo o ciclo Diesel a plena carga, normalmente, não é inferior a 1,3 e com o aumento da carga pode subir bastante.

Dependendo da qualidade da mistura, do combustível, da forma da câmara de combustão, do estado térmico (carga) e de outras circunstâncias, a quantidade de ar teórico, Ar_{teor}, pode ser calculada em função da composição química do combustível. Os filtros de ar, tubulações, passagens e turbo-alimentador são dimensionados em função da quantidade de ar necessária à combustão e devem ser mantidos livres e desobstruídos, a fim de não comprometer o funcionamento do motor.

3.3.3 - Combustão com o Ar

Em muitos casos a combustão dá-se com o ar atmosférico e não com oxigénio puro. O nitrogénio e outros gases presentes no ar meramente diluem a concentração do oxigénio e geralmente aparecem nos produtos de combustão sem sofrerem alterações na sua forma inicial.

O RAC, relação ar combustível, é a relação entre a massa do ar e a de combustível que participam na combustão:

$$RAC_s = \frac{massa_{ar}}{massa_{comb}} = \frac{kg_{ar}}{kg_{comb}} \qquad (3.1)$$

O RAC pode ser:

- RAC_s – relação ar combustível estequiométrica
- RAC_a – relação ar combustível actual

O coeficiente de excesso de ar λ, é a razão entre a relação ar combustível actual sobre a estequiométrica, como segue na expressão:

$$\lambda = \frac{RAC_a}{RAC_s} \qquad (3.2)$$

o coeficiente λ pode ser:

λ = 1 – mistura estequiométrica

λ < 1 – mistura rica (maior quantidade de combustível)

λ > 1 – mistura pobre (maior quantidade de ar)

Usualmente uma combustão envolve ar insuficiente ou excessivo em relação à quantidade teórica.

3.4 - Gases de Escape

O processo de combustão é uma reacção química de oxidação que se processa a altas temperaturas. Nos motores em geral, o processo de combustão oxida uma parcela dos componentes que são admitidos no interior do cilindro. O combustível, principalmente um dos derivados de petróleo, é, na realidade uma mistura de hidrocarbonetos que contém também outros materiais, tais como enxofre, vanádio, sódio, potássio, etc.

Por outro lado, o ar utilizado como comburente, é uma mistura de diversos gases, como sabemos, o oxigénio contido no ar é o que realmente interessa ao processo de combustão, os demais gases, como o nitrogénio, ao se combinarem com alguns outros componentes do combustível, podem produzir compostos indesejáveis, os quais são lançados na atmosfera, misturando-se com ar que respiramos.

As organizações internacionais, como a *EPA*, nos Estados Unidos da América, o *CONAMA*, do Brasil e outras entidades, vem estabelecendo padrões para controlo dos níveis de emissões desses poluentes e, se considerarmos os milhões de motores que existem no planeta, emitindo milhões de toneladas desses produtos diariamente, veremos que, realmente, existem motivos para preocupações.

Para os automóveis, na Europa e América já é obrigatório o uso de catalisadores. Em Moçambique essa obrigação será estabelecida num futuro próximo. E, a partir dessa altura já, não mais serão licenciados veículos com altos níveis de emissões.

CAPITULO IV

4 – O GÁS NATURAL

O gás natural tem origem na decomposição de material orgânico preso debaixo da superfície da terra. Ao contrário de outros combustíveis fósseis, tais como carvão e óleo, o gás natural arde de um modo mais limpo e os seus derivados são especialmente vapor de água (H_2O) e dióxido de carbono (CO_2).
O gás natural é composto por simples hidrocarbonetos tais como metano, etano, propano e butano.
Muito se tem falado ultimamente do gás natural, tanto se diz ser ele uma óptima alternativa aos demais combustíveis fósseis, tornando-se uma inovação tecnológica a ser difundida.
A problemática ambiental vem assumindo, cada vez mais, uma relevância significativa na formulação de uma política energética, a conscientização da sociedade para a busca e a utilização de energéticos menos poluidores, ou até mesmo não poluentes, e renováveis, também influência no processo de estabelecimento de uma política energética.

No início de 1996 as reservas provadas mundiais de GN chegavam a 147,5 mil milhões de m^3 . Numa área de fácil acessibilidade para a Europa, através de gasodutos ou de navios metaneiros, concentram-se 76% das reservas mundiais de GN: no território da ex-URSS (39% das reservas mundiais); em África (cerca de 6%, dos quais 3,7 mil milhões de m^3 na Argélia, 3,2 mil milhões na Nigéria e 1,3 mil milhões na Líbia) e no Médio Oriente (cerca de 31%). No início de 1996 as reservas provadas mundiais de GN equivaliam a 96% das de petróleo. Entretanto, o número de anos de consumo das reservas de GN é superior ao do petróleo (67,2 contra 42,4, respectivamente).

Em Moçambique, o projecto de gás natural de Pande e Temane prevê o desenvolvimento e produção dos campos de gás natural de Pande e Temane, o tratamento e processamento do gás natural e o seu transporte para a fábrica petroquímica da Sasol em Secunda na África do Sul.
O gás natural produzido em Pande e em Temane cuja a composição química se apresenta no **Anexo A3**, é tratado e processado numa Central de processamento localizada em Temane, antes de ser comprimido e transportado para Secunda através de um gasoduto de 660 mm de diâmetro externo, numa distância de cerca de 865 Km, dos quais 531 Km no território Moçambicano e os restantes 334 Km no território Sul Africano.

CAPITUO V

5 - TÉCNOLOGIA DE CONVERSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA (MOTOR HIBRÍDOS)

A tecnologia de transformação de motores de combustão interna que funcionam a combustíveis líquidos para passarem a funcionar a combustíveis gasosos já vem sendo objecto de estudo há bastante tempo.

Nos estudos efectuados conseguiu-se com êxito a custos baixos, converter motores que funcionavam segundo o ciclo Otto com combustíveis líquidos, para funcionarem com combustíveis gasosos. A transformação de motores que funcionam segundo o ciclo Diesel em motores alimentados a combustíveis gasosos, apresenta imensas dificuldades tecnológicas, que na prática consistem na transformação do ciclo Diesel em ciclo Otto, a custos exorbitantes. Pelo que, em certos caso é menos oneroso adquirir um novo motor já projectado para ser alimentado a combustíveis gasosos.

Uma das soluções economicamente mais viável é o uso do modelo de combustão a duplo-combustível (gasóleo e gás natural), que pode ser instalado em qualquer veículo que funcione a gasóleo sem grandes custos tecnológicos e com pouca poluição sonora e ambiental.

Quando o motor funciona no modelo de combustão a duplo-combustível consome menos quantidade de gasóleo (cerca de 25%), e o resto é preenchido por gás natural (cerca de 75%). O motor continua a funcionar segundo o ciclo Diesel, sendo a percentagem de combustível gasóleo injectada na câmara de combustão espontaneamente queimada pela mistura de ar e gás natural, previamente comprimida no cilindro do motor. Este modelo de combustão já é bastante usado em motores que funcionam segundo o ciclo Diesel em instalações fixas (geradores de energia eléctrica, bombas de água, moageiras, compressores, ventiladores, etc.), cuja variação de número de rotações do motor não é frequente. Para motores automotivos cuja a variação de aceleração e desaceleração é muito frequente, as dificuldades tecnológicas de conversão são maiores.

No Mundo, segundo estatísticas recentes, há 1.943.603 veículos que usam o gás natural veicular (VGNs) a operar em 49 países (ver **Anexo A4**). Eles são abastecidos em 4.748 postos de enchimento, o que dá uma relação de 409 viaturas por posto.

5.1 - TIPOS DE SISTEMA DE MOTORES CONVERTIDOS AO USO DE COMBUSTÍVEIS SECUNDÁRIOS

Na industria automobilística foram desenvolvidas tecnologias de construção e conversão de motores que funcionam com combustíveis líquidos para funcionarem no modelo de

combustão a combustíveis secundários (gasosos). Para tal foram estudados quatro tipos de modelos de combustão que são:

1- motores *Bi-fuel*
2- motores *Dua-fuel*
3- motores Gás Natural veicular dedicado
4- motores de combustão a duplo-combustível.

5.1.1 - Motor Bi-fuel

Um motor ***Bi-fuel*** pode operar alternadamente com combustíveis gasosos (GN) ou com combustíveis líquidos (ciclo Otto). Muitos são concebidos para comutar automaticamente para a gasolina ou álcool quando o reservatório de combustíveis gasosos se esgota. Os veículos com este tipo de motor podem atingir com combustíveis gasosos a mesma autonomia que com combustíveis líquidos gasolina, álcool) até cerca de 600 km.

5.1.2 - Motor Dual-Fuel

Um motor ***Dual-Fuel*** é um motor que funciona tanto exclusivamente com gasóleo como com gasóleo e combustíveis gasosos (gás natural, metano, etc.) simultaneamente. Num motor *Dual-Fuel*, a combustão do carburante gasóleo serve para fazer a ignição do combustíveis gasosos.

5.1.3 - Motor Gás Natural Veicular Dedicado

Um motor GNV ***Dedicado*** funciona exclusivamente a GN. Os motores GNV podem ser alimentados a gasolina (ciclo Otto) convertidos para GN. A maior parte dos motores dedicados, são produzidos por fabricantes de equipamento original, tais como a Fiat, a Ford e a Opel no mercado de motores leves e um conjunto de fabricantes de camiões e autocarros no mercado de motores médios e pesados. Na Europa, a Volvo a Iveco, a Renault e a Man fabricam motores para autocarros a GNC.

5.1.4 – Motor de Combustão a Duplo-Combustível

O motor de modelo de combustão a duplo-combustível é aquele que funciona simultaneamente com combustível liquido e combustíveis secundários (gasosos). Este tipo de funcionamento do motor é que será “objecto do presente estudo”, projecta-se um modelo para utilização exclusiva de dois combustíveis nomeadamente gás natural e gasóleo pulverizado.

Faz-se um estudo de redução da quantidade do volume de débito do gasóleo pela bomba injectora, no processo de injecção na câmara de combustão, actuando-se na régua de aceleração e para o trabalho experimental vai-se usar um motor Perkins aplicado a um tractor agrícola MF440. Caso pretenda-se retornar a utilização, somente do combustível gasóleo, deve-se reajustar novamente a régua de aceleração da bomba injectora para débitos normais calibrados e estabelecidos inicialmente pelo fabricante.

No geral, o funcionamento de veículos a gás natural veicular procede-se de na metodologia que se segue. O gás natural comprimido entra no veículo através de um receptáculo que o conduz até aos cilindros de armazenagem, nestes cilindros, o gás natural é armazenado inicialmente a cerca de 200 ±20 bar. Á medida que o gás natural é consumido, a pressão vai baixando. Quando a pressão chega aos 15 bar torna-se necessário reabastecer o veículo.

Se o veículo for *bi-fuel*, no *tablie*r tem de estar instalado um comutador que permite ao condutor a selecção entre gás natural e combustível líquido (ciclo Otto); quando o condutor selecciona o gás natural, este deixa os cilindros e flui através da tubagem rígida de alta pressão, até ao motor. O gás natural acede ao regulador de pressão, dispositivo que reduz a pressão para valores que permitam vencer as perdas de carga até à admissão do motor (a pressão próxima da atmosférica). A saída do gás natural do regulador de pressão para o sistema de injecção, carburador ou difusor, é controlada por uma válvula eléctrica. Esta válvula eléctrica também suspende o fluxo de gás natural, quando o condutor faz a comutação para combustível líquido (ciclo Otto). O gás natural mistura-se com o ar no carburador ou sistema de injecção e entra na câmara de combustão no caso do motor que funciona segundo o ciclo Otto. Se o motor funciona segundo o ciclo Diesel o gás natural mistura-se com o ar atmosférico no difusor, depois, a mistura homogénea entra na câmara de compressão do motor.

5.2 – SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DO GÁS NATURAL NO MOTOR DO TRACTOR

A única grande diferença entre veículos que funcionam com combustíveis líquidos e veículos que funcionam com combustíveis gasosos (GNV, metano) reside no sistema de alimentação dos combustíveis. A Figura 5.1, mostra o esquema de instalação das botijas e o circuito de alimentação do gás natural a ser adaptado no projecto em estudo.
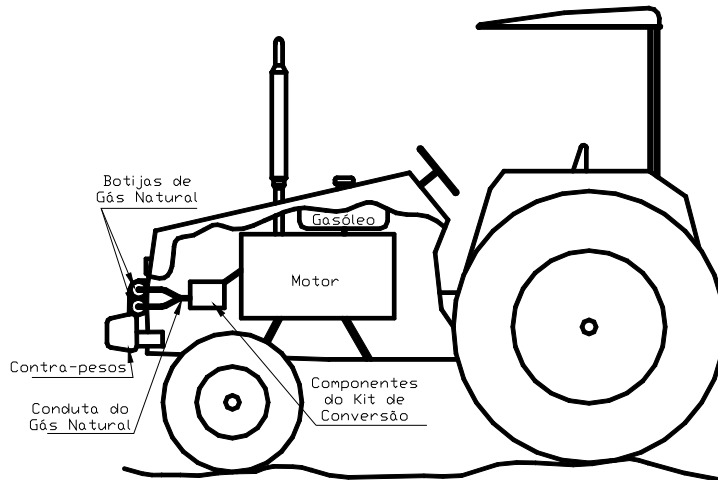
Figura 5.1 – Esquema da Instalação das Botijas de Gás Natural no Tractor

5.3 - COMPONENTES DO KIT DE CONVERSÃO E SISTEMA DE ABASTECIMENTO DE GÁS NATURAL NO MOTOR DO TRACTOR

Os componentes do *kit* de conversão variam de fabricante para fabricante, consoante o instalador, mas normalmente são compostos de:

a) **válvula de abastecimento;** Dispositivo apresentado na Figura 5.2, é instalado no circuito do esquema geral de alimentação do GN ao motor, entre o cilindro (botija) e o Redutor de pressão que inclui a ligação para o sistema de abastecimento e um dispositivo manual para abertura, fechamento rápido e retenção do gás natural armazenado nas botijas em caso de emergência ou manutenção.

Figura 5.2 - Válvula de abastecimento

b) **cilindro de armazenamento de gás natural;** Armazena o gás natural comprimido (GNC) sendo fabricados a partir de tubos de aço sem costura, Figura 5.3, ou por embutimento em chapa plana. São utilizados materiais como aço médio e manganês ou aço cromo molibdénio e são confeccionados para uma pressão de trabalho de

200 ±20 kgf/cm^2. O mesmo é fixado através de suporte composto de duas partes: o corpo fixado directamente na carroçaria do veículo e as cintas móveis, que fixam o cilindro no corpo do suporte, tem as seguintes características técnicas:

- Especificado conforme ISO 4705-D/ DIN 4771 DO T 3 AA
- Material conforme a AISI 4130-Cromo Molibdénio
- Tratamento Térmico: revenido e temperado
- Pressão de Trabalho: 200/210 bar
- Pressão de Ruptura: 500/600 bar
- Espessura da parede: 7mm (mínimo)

Figura 5.3 - Cilindro de armazenamento de gás natural

c) **tubulação de gás alta pressão;** Fabricada a partir de tubos de aço trefilados sem costura com espessura de parede compatível com a pressão de trabalho de 220 kgf/cm^2, podendo ser de aço inoxidável ou aço carbono com tratamento superficial. Transporta o gás natural dos cilindros de armazenamento para o redutor de pressão, tem características técnicas seguintes:

- Pressão de Trabalho: 250/300 bar
- Pressão de Ruptura: 800/900 bar
- Material: Aço com Diâmetro Externo: 6 mm
- Diâmetro Interno: 4 mm

d) **redutor de pressão**; Localizado no compartimento do motor, recebe o gás natural do cilindro a alta pressão, reduzindo-o a pressão atmosférica, através das câmaras redutoras.

O redutor de pressão, Figura 5.4, principal componente do kit de conversão, é responsável pela redução da alta pressão de armazenamento do GNV nos cilindros até a pressão de utilização no motor. É dotado de dispositivos de segurança e de fecho eléctrico ou a vácuo.
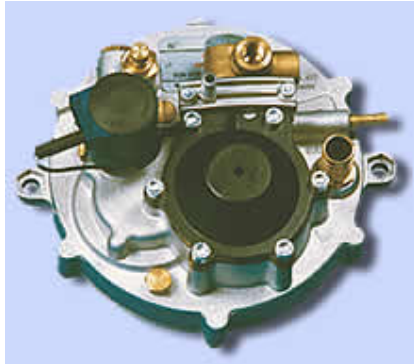
Figura 5.4 - Redutor de pressão

No redutor de pressão estão localizadas as válvulas de regulação de marcha lenta, intermediária e solenóide que interrompe a passagem do gás natural veicular (GNV) quando o motor não esta em funcionamento ou a funcionar com combustível líquido e sensor de pressão ligado directamente à linha de alta pressão que permite a leitura da quantidade do gás existente no reservatório, as características técnicas do redutor de pressão são:

- à Pressão máxima de teste: 300 bar (na entrada)
- à Pressão máxima de Trabalho: 220 bar (na entrada)
- à Temperatura de uso: -40°C / 130°C

e) **válvula de cabeça de cilindro**; Dispositivo instalado no cilindro representado na Figura 5.5, que possibilita a interrupção do fluxo do gás em caso de rompimento da tubulação e fornecimento de GNV ao Redutor durante o funcionamento do sistema. É dotada de um sistema de encerramento manual do gás em caso de emergência ou manutenção.

Obedecendo às Normas do mercado ao qual é destinada, são disponíveis dispositivos complementares de segurança como a válvula de excesso de fluxo (que fecha ou limita a saída de gás em caso de rompimento da tubulação) ou sistemas que direcciona o gás do reservatório ao exterior sob condições extremas de temperatura e pressão, caso a pressão

no interior do cilindro ultrapasse 300 Kgf/cm^2 e a temperatura de 100ºC, a mesma abre, proporcionando a libertação do gás para o ambiente.

Figura 5.5 - Válvula do cilindro

f) **indicador da quantidade de combustível (opcional)**; Indica a quantidade de gás natural disponível para o uso.

g) **Misturador Ar/GNV**; Dispositivo mecânico que será projectado no Capítulo 6, e que é apresentado esquematicamente na Figura 5.6, utilizando o efeito *venturi*, garante uma correcta mistura Ar/Combustível, seja em regime de baixa ou de alta rotações. Os misturadores são projectados individualmente para cada motor para permitir optimizar a relação do Redutor de Pressão com o sistema.
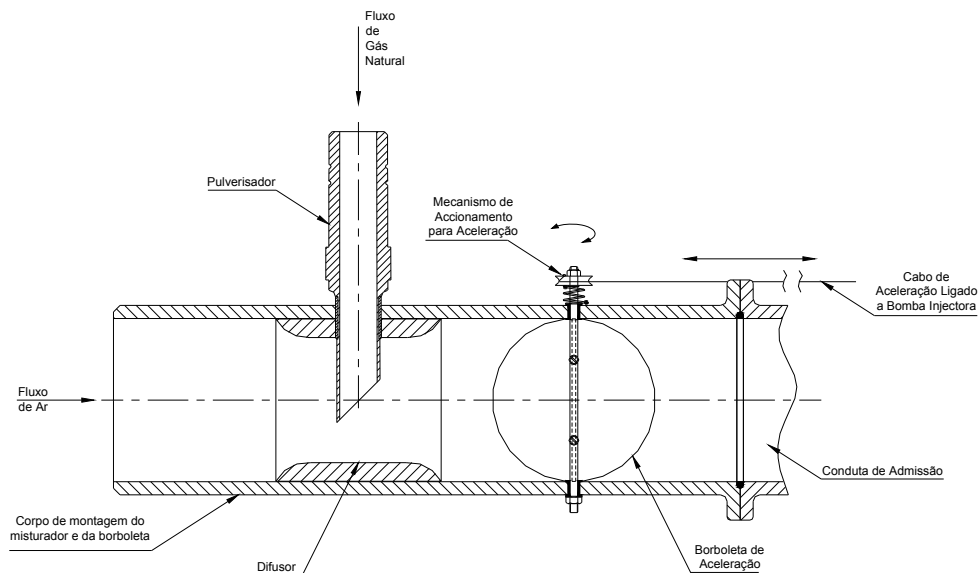
Figura 5.6 – Corpo do Misturador do AR/GNV e borboleta de aceleração a projectar

O corpo do Misturador a projectar é montado a jusante da conduta flexível do filtro de ar e a montante faz ligação ao colector de admissão, o fluxo já misturado passa pela borboleta que controla a injecção da quantidade da mistura (ar/gás natural) aspirada pelo motor no ciclo de admissão aos cilindros;

h) **mangueira de baixa pressão**; Montada entre o motor de passo e o misturador de gás, sua função é conduzir o gás natural, quando injectado ou aspirado pelo motor.

i) sistema de combustível; O sistema de combustível de um veículo a GN é constituído, fundamentalmente, por um reservatório, um vaporizador em que o fluido secundário é o líquido de refrigeração do motor, um indicador de nível do reservatório. O sistema é configurado para receber e armazenar GN e fornecê-lo ao motor na forma gasosa. A Figura 5.7, mostra esquematicamente os componentes do sistema de combustível, gás natural ou liquefeito, no veículo.
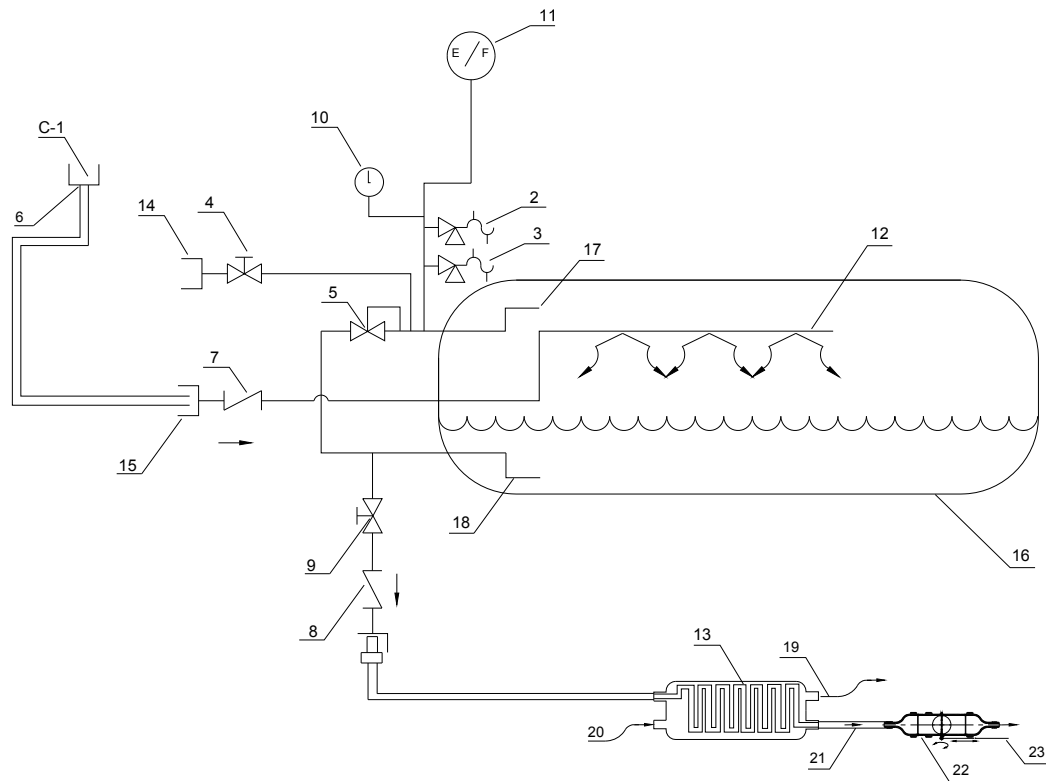
Figura 5. 7 – Esquema completo do circuito de gás natural no motor.

Legenda

2 e 3 - válvula reguladora de pressão
4 - válvula manual de descarga
5 - válvula economizadora
6 - Ligação de abastecimento do GN
7 - válvula anti-retorno
8 - válvula de excesso de caudal

14 - ligação para descarga
15 - ligação para abastecimento
16 - botija de GN
17 - tubo de descarga de vapor
18 - tubo de descarga de líquido
19 - líquido refrigerante para o motor

9 - válvula de corte de GN
10 - manómetro indicador da pressão do GN no interior da botija
11 - indicador de nível / manómetro
12 - barra de vaporização de líquido
13 - vaporizador
20 - líquido refrigerante proveniente do motor
21 - alimentação do GN ao motor
22 - conjunto com borboleta do corte de fluxo do GN
23 - cabo de accionamento da borboleta de corte de fluxo do GN ligado a bomba injectora
C-1 - ligação remota

5.4 - POTÊNCIA DO VEÍCULO A GÁS NATURAL

Os veículos que funcionam segundo o ciclo Otto ou segundo o ciclo Diesel que foram convertidos para GN estão sujeitos a pequenas perdas de potência quando funcionam a GN. No entanto, veículos concebidos especificamente para funcionarem a GN não terão perda de potência e podem mesmo ter uma maior potência e maior eficiência. O aumento da taxa de compressão é uma das formas de aumentar a potência efectiva do motor. O GN possui um elevado índice de octano (cerca de 120). Isto permite que o motor funcione com maiores taxas de compressão que os motores que funcionam segundo o ciclo Otto ou segundo o ciclo Diesel (índice de octano entre 95 e 98).

5.5 - Instalações do Postos de Abastecimento em Gás Natural veicular

O posto de abastecimento de GNV, que pode ser alimentado por gasoduto ou conjunto móvel de GNV, é composto pelas seguintes instalações:

- Estação de medição e cotação do gás natural (para postos alimentados por gasoduto), equipada com indicadores de pressão, válvulas de encerramento rápido, filtros para retenção de impurezas e medidores;
- Conjunto de filtragem e secagem do gás natural, para retenção de impurezas e retirada de humidade;
- Área de compressão, composta por um ou mais compressores, conforme a capacidade do posto;
- Abastecimento rápido, por equalização;
- Tubulação para condução do gás natural às diversas instalações;
- Instalações eléctricas;
- Área de abastecimento;
- Área de carregamento (quando previsto).

5.5.1 - Equipamento do Posto de Abastecimento para Gás Natural Comprimido, Gás Natural Liquefeito e Gás Natural Comprimido Liquefeito

O gás natural comprimido liquefeito (LCNG) é gás natural comprimido (GNC) produzido a partir de gás natural liquefeito (GNL). Em zonas distantes da rede de gás natural, a instalação deste tipo de estações é vantajosa. O GNL chega à estação por via rodoviária, em camiões, sendo as principais componentes da estação de GNL as seguintes:

- Tanque criogénico para armazenagem do GNL (normalmente, com capacidade entre os 50 mil e os 100 mil litros);
- Tubagem (pode ser isolada por sistema de vácuo)
- Bomba;
- Permutador de calor;
- Abastecedor;
- Painel de controlo.

Uma estação LCNG tem, em relação à de GNL, mais uma bomba, um vaporizador e um abastecedor. Neste sistema, o GNL à temperatura criogénica (-162ºC) e a baixa pressão é convertido em GNC, com consumos de energia inferiores aos de uma estação de compressão. A potência requerida pelo sistema bomba/vaporizador é 1/10 a 1/20 à de um sistema de compressão tradicional.

Para determinados veículos, a autonomia necessária não é conseguida com o GNC. Nestes casos, a utilização de GNL traz vantagens. Uma estação LCNG, **Anexo 5**, pode abastecer tanto veículos a GNL como a GNC, mantendo a aparência de uma estação de abastecimento convencional.

A mangueira e o injector para abastecimento são configurados de forma a que não haja contacto com o combustível quando o condutor insere ou remove a mangueira do veículo. As características de abastecimento de GNL permitem o enchimento do(s) reservatório(s) em períodos de tempo equivalentes ao de combustíveis tradicionais.

5.5.2 – Abastecimento do Gás Natural em Tractores Agrícolas

Devido a extensão do pais e atendendo a que as zonas agrícolas situam-se muito distantes das principais vias rodoviárias nacionais, nas quais poderiam ser erguidas construções de postos de reabastecimento de gás natural para múltipla utilização, pensa-

se em fazer o reabastecimento das botijas de gás natural instaladas nos tractores agrícolas, por meio de camiões tanques com capacidade de transportar grandes volumes do gás natural usando tecnologia de reabastecimento no local. Outra alternativa é a distribuição de botijas em postos fixos de revenda de gás natural, em zonas agrícolas onde se possa obter o produto facilmente.

5.6 – APLICAÇÃO ESQUEMÁTICA DO TIPO DE CONVERSÃO EM ESTUDO

Como é sabido, o presente trabalho destina-se a estudo da conversão de motores instalados em tractores agrícolas de marca MF/440 que funcionam segundo o ciclo Diesel, passando para o funcionamento de combustão a duplo - combustível, tendo como combustíveis o gasóleo pulverizado e o gás natural comprimido.

Para esta conversão existe a necessidade de incorporar-se componentes apropriados de modo a manter o desempenho do motor sem retirar-lhe os parâmetros técnicos de fabrico tais como;

- potência
- torque
- rendimento.

O funcionamento de motores que funcionam segundo o ciclo Diesel com combustão a duplo-combustível implica a redução do combustível gasóleo pulverizado e a sua substituição por outro designado secundário. Neste trabalho é usado como combustível secundário o gás natural que, é fornecido ao motor pré-misturado com o ar atmosférico no difusor durante o processo de admissão para a câmara de compressão do motor.

Para aplicação do sistema de conversão a projectar é necessário dimensionar um Difusor (misturador do gás natural e ar atmosférico) e um Pulverizador de gás natural que foram apresentados na Figura 5.6 e são montados por incorporação na conduta que transporta o fluído gasoso para o colector de admissão do motor como se apresenta no esquema geral da Figura 5.8, de modo que o gás natural proveniente das botijas sob pressão seja pulverizado no difusor onde mistura-se homogeneamente com o ar atmosférico antes de se regular a quantidade da mistura por meio da borboleta de aceleração instalada a jusante do misturador que vai entrar na câmara de compressão do motor.

O esquema apresentado na Figura 5.8, mostra o circuito geral de alimentação projectado para a mistura de combustível (ar atmosférico/gás natural) e do gasóleo pulverizado, já reduzido a uma percentagem a calcular mais adiante.
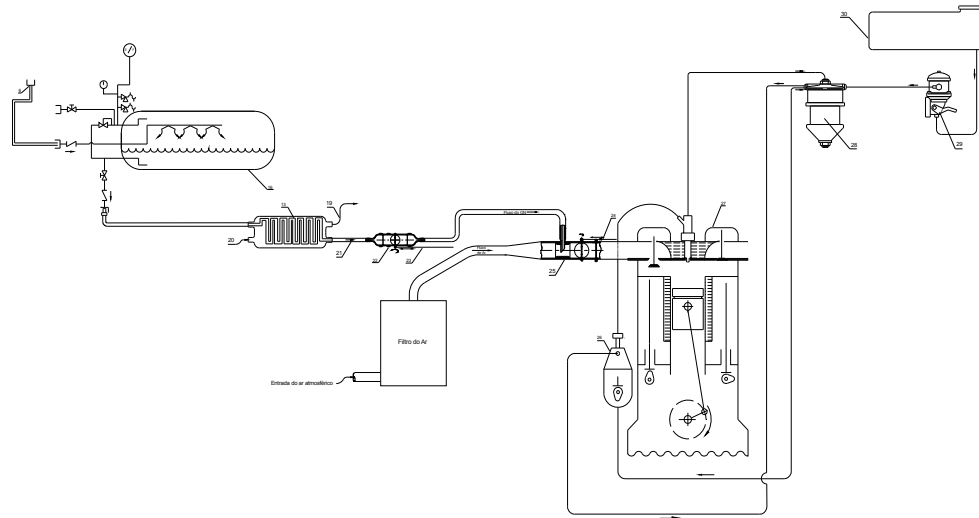
Figura 5.8 - Circuito de alimentação para motor que funciona segundo o ciclo Diesel no modelo de combustão a duplo-combustível.

Legenda

6 - Ligação de abastecimento do GN
13 - vaporizador
16 - botija de GN
19 - líquido refrigerante para o motor
20 - líquido refrigerante proveniente do motor
21 - alimentação do GN ao motor
22 - conjunto com borboleta do corte de fluxo do GN
23 - cabo de accionamento da borboleta de corte de fluxo do GN ligado a bomba injectora
24 - cabo de accionamento da borboleta de aceleração ligado a bomba injectora
25 - corpo do misturador do Ar/GN e borboleta de aceleração
26 - bomba injectora
27 - motor
28 - filtro de combustível gasóleo
29 - bomba de combustível gasóleo
30 - tanque de combustível gasóleo

Com a substituição da quantidade do combustível gasóleo pulverizado pela quantidade do gás natural misturado com o ar atmosférico, não se altera o funcionamento do motor no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel, mais sim, passa-se ao funcionamento no modelo de combustão a duplo-combustível, gás natural e gasóleo pulverizado em proporções bem definidas experimentalmente, respeitando-se as características técnicas iniciais do funcionamento do motor (cilindrada, potência e número de rotações do motor).

Capitulo VI

6 – ESTUDO DO MODELO DE COMBUSTÃO DE DUPLO-COMBUSTÍVEL

Os problemas da qualidade do ar nas cidades, zonas urbanas e suburbanas, o aquecimento global e a segurança energética, combinados com os desenvolvimentos recentes da tecnologia automóvel aumentam o interesse em combustíveis não derivados do petróleo. Da poluição total mundial, cerca de 70% de CO, 33% de partículas suspensas de hidrocarbonetos provem dos transportes.

Segundo Alson and Baines (1988), os problemas com a qualidade do ar são susceptíveis de persistir apesar de melhorias sensíveis nas taxas de emissão das novas viaturas motorizadas. Os combustíveis com baixa volatilidade e reactividade do ozono tais como o metanol, gás natural comprimido e gasóleo, representam uma esperança de reduções significativas nas emissões.

Os proprietários de viaturas de duplo-combustível e flexível escolhem entre combustíveis alternativos e convencionais (gasolina ou gasóleo) atendendo a diferenças dos seus preços. O gás natural tem um poder energético de cerca de metade do da gasolina, sendo necessário até quase duas vezes o reabastecimento da viatura para percorrer a mesma distância que com uma viatura do mesmo tipo usando gasolina, portanto as viaturas a gás natural comprimido têm uma autonomia limitada, e sacrificam o espaço para carga devido às botijas de armazenamento de gás natural.

O modelo de combustão de duplo-combustível assume que a ignição ocorre como resultado da auto-inflamação do gasóleo e usa a mesma relação que os modelos de combustão à gasóleo para o cálculo do tempo de atraso de ignição.

Mohand (1992), diz que no processo de libertação de energia do modelo de combustão de duplo-combustível, desvia-se do modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional, pois a velocidade de libertação de energia é modificada pela redução substancial da duração do tempo de injecção devido a quantidade de gasóleo injectada ser menor e pela presença de gás combustível formando uma carga homogénea que se queima como resultado da pre-inflamação do gasóleo. Como consequência da presença do gás natural, a quantidade de oxigénio acessível é reduzida, então, ocorre um aumento do atraso da inflamação. A velocidade de libertação de energia na primeira fase é igualmente reduzida pelas mesmas razões. A segunda fase surge principalmente devido a

chama da pré-mistura que se propaga na mistura fria. A baixa velocidade de propagação da chama aumenta o tempo de duração da combustão.

Segundo Mohand (1992), nos modelos de combustão de duplo-combustível três grandes áreas requerem desenvolvimento:

- a admissão da pré-mistura de gás e ar do colector de admissão para o cilindro
- a combustão da carga de pré - mistura de gás natural e ar;
- as propriedades do gás natural combustível não queimado e as propriedades dos produtos de combustão de gasóleo e gás natural.

Considerando-se o gás natural como combustível secundário, o metano toma um lugar de destaque. Embora o gás natural inclua hidrocarbonetos altos e inertes (CO_2 e N_2) eles geralmente são desprezíveis. A relação de Ar-Combustível para este combustível gasoso considera-se:

$$f_g = \frac{mf_g}{m_a} \qquad (6.1)$$

e a fracção de queima do gás natural é definida por:

$$f_{bg} = \frac{mf_{bg}}{mf_g} \qquad (6.2)$$

onde:

mf_g - massa total de gás combustível não queimado e produtos de combustão;

m_{ar} - massa de ar

mf_{bg} - massa total do gás combustível não queimado presente nos produtos de combustão.

A energia interna da mistura uniforme em qualquer volume é dada Pela função com variáveis:

$$u = \psi(\phi, f_g, f_{bg}, T) \qquad (6.3)$$

O fornecimento de gás combustível no colector de admissão do motor é dado pela especificação do fluxo de gás do volume de controlo no estado estacionário. O fluxo da pré-mistura de gás natural e ar e dos produtos através das junções e para dentro ou fora do volume de controlo é dado pela modificação das equações de fluxo já consideradas anteriormente, RAINE R.R. (1989).

Segundo Raine R.R. (1990) uma simples “lei de senos” de modelo de combustão, que previamente deu resultados satisfatórios em motores com modelos de combustão segundo o ciclo Otto, pode ser utilizada para determinar taxas de combustão de gás natural. A

velocidade da frente de chama laminar calcula-se de dados experimentais tomando em conta se a mistura é pobre ou rica, os limites de queima e os efeitos residuais.

$$u_1 = \frac{(\phi - 1{,}08)^2}{A} + 0{,}45 - 0{,}015 \cdot d \qquad (6.4)$$

onde:

ϕ - taxa equivalente

d - fracção residual

A - constante que toma em conta o limite de inflamabilidade da mistura

O efeito da fracção residual do gás na velocidade da chama laminar é modelado dos dados de Ryan e Lestz (1980).

A constante **A** afecta as características da velocidade da chama, *versus* taxa de equivalência e tem um grande efeito no limite de queima.

Para fazer com que os efeitos da turbulência influenciem a taxa de queima, a duração da combustão é calculada por:

$$\tau_c = \frac{K}{u_1} \qquad (6.5)$$

e daí a taxa de combustão é dada por:

$$\frac{dm f_{bg}}{d\tau} = \frac{0{,}5}{\tau_c} m f_{ug}\, sen\left(\frac{\tau - \tau_i}{\tau_c}\right) \qquad (6.6)$$

onde τ_i é o tempo de ignição e $m_{f_{ug}}$ é a massa de gás combustível não queimada presente no início da combustão. A constante **K** determina o limite dos efeitos da intensidade da turbulência na velocidade de chama e é função da velocidade do motor ou da velocidade do êmbolo, configuração do sistema de admissão do motor, etc.

Pode-se notar que a pressão e a temperatura durante o período de ignição são afectados pela presença da carga do ar. Em particular, o alto calor específico do gás natural comparado com o de ar, aumenta o período de atraso da ignição nos motores que funcionam no modelo de combustão de duplo-combustível; Nhambiu J. (1996).

Segundo estudos efectuados por Mohand (1992), concluíram que a queima dos combustíveis em motores que funcionam nos modelos de combustão de duplo-combustível se efectua em três fases distintas e que são apresentados na Figura 6.1:
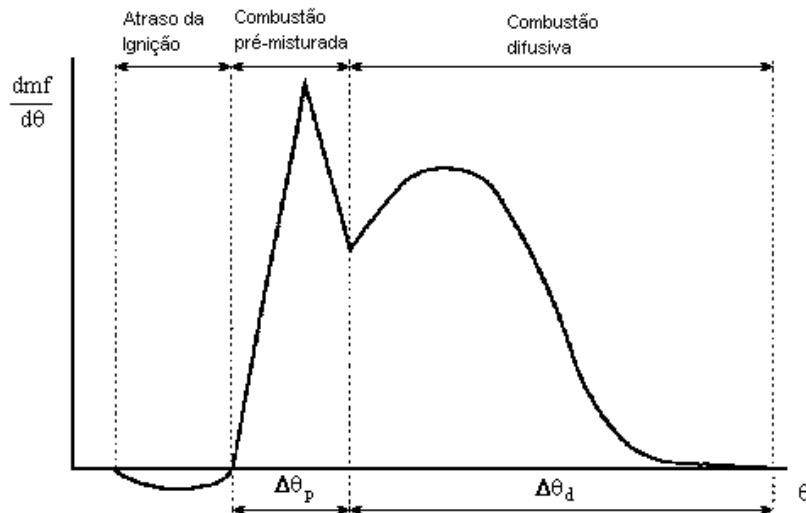
Figura 6.1 - Taxa típica de queima de combustível em motores de combustão segundo o ciclo Diesel de duplo-combustível Mohand, (1992).

Legenda:

$\frac{d_{mf}}{d\theta}$ - taxa da queima do combustível;

θ – ângulo de rotação da cambota

Δθp – ângulo de rotação da cambota na qual se faz a combustão da pré-mistura;

Δθd - ângulo de rotação da cambota na qual se faz a combustão difusiva

Na primeira fase; a libertação de calor é igualmente atribuída a uma inflamação em massa ou, mais exactamente, a uma combustão extremamente rápida da fracção de combustível evaporada durante o atraso da inflamação que constitui com o ar uma mistura de composição mantida nos limites de inflamabilidade, portanto, a temperatura e pressão de auto-inflamação.

A segunda fase, aparece com uma nova intensidade da combustão. A velocidade de libertação de calor é geralmente mais reduzida que na fase precedente e se encontra limitada pelo débito de combustível injectado e pela lentidão dos fenômenos de difusão dos vapores de combustível entre as moléculas de oxigênio que ainda não participam na combustão.

A terceira fase corresponde a “cauda da combustão” e caracteriza o fim da combustão em regime de difusão. Ela aparece no fim do período de injecção e nela há uma diminuição de velocidade de libertação de calor e aumento do gás queimado o que empobrece a mistura.

6.1 – FACTORES DETERMINANTES PARA USO DE GÁS NATURAL NOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O gás natural comprimido tem de longe um maior número de octanas (100) que o dos combustíveis líquidos (aproxímadamente 96 octanas) e as emissões de viaturas a gás natural comprimido são mais limpas, os combustíveis alternativos terão igualmente uma redução de custos para o operador, influenciando no abaixamento de gastos de divisas pelos governos na importação de combustíveis líquidos para o mercado e exploração de veículos automativos.

6.1.1 - Economia

A utilização de gás natural veicular (GNV) proporciona economia a dois níveis, por um lado, na base de um litro equivalente, o gás natural custa cerca de 70% menos que o gasóleo, por outro, o GNV é um combustível de queima limpa, que reduz a necessidade de manutenção no que diz respeito a trocas de óleo, por exemplo. Muitos utilizadores relatam que só necessitam de mudar o óleo a cada 15-30 mil km. As velas de ignição nalguns veículos chegam a durar até 120 mil km.

6.1.2 - Ambiente

O gás natural é o mais limpo dos combustíveis alternativos. As emissões de escape dos veículos a GNV são muito inferiores às dos veículos movidos a combustíveis líquidos. Assim, as emissões de dióxido de carbono, hidrocarbonetos não metânicos **(HC_nM) e** as de óxidos de azoto são 20%, 80% e 40% inferiores, às emissões dos combustíveis líquidos, respectivamente. Além destas reduções de poluentes, o GNV também emite quantidades significativamente inferiores de gases com "Efeito Estufa" e toxinas, relativamente aos veículos movidos a combustíveis líquidos. Na Figura 6.2, apresenta-se a comparação de emissões de gases de escape para três diferentes combustíveis nomeadamente gasolina, gasóleo (Diesel) e gás natural.
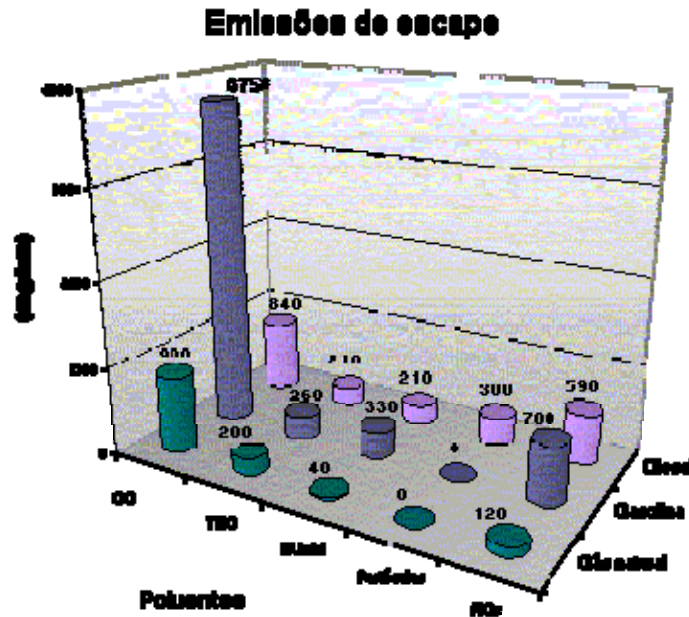
Figura 6.2 – Comparação de emissões de gases de escape para três tipos de combustíveis (gasolina, gasóleo e gás natural).

Os motores a gás natural distinguem-se pelo facto da emissão de partículas, além de incomparavelmente inferior à dos motores a gasóleo, ser devida principalmente ao óleo lubrificante e ao odorizante adicionado ao combustível para o tornar detectável quando em concentrações superiores ao limite de inflamabilidade. Em contraste com a gasolina e o gasóleo, o GN é composto por hidrocarbonetos ligeiros, com reduzido rácio C/H e moléculas leves. Estes factores contribuem decisivamente para a reduzida tendência dos motores a GN para produzir fuligem e partículas. O facto de alguns tipos de gás natural não conterem enxofre (ou conterem apenas diminutas quantidades desta substância) permite que as emissões de veículos a gás natural sejam isentas de sulfatos.

6.1.3 - Gases com Efeito Estufa

O gás natural contém menos carbono por unidade de energia do que qualquer outro combustível fóssil, consequentemente, produz menos emissões de CO_2 por quilómetro veicular viajado (QVV). Apesar de os veículos a GNV emitirem metano, um dos gases com efeito estufa, qualquer aumento nas emissões de metano é largamente compensado pela redução substancial nas emissões de CO_2, relativamente a outros combustíveis. A Figura 6.3, mostra o impacto de diferentes combustíveis no aquecimento global.
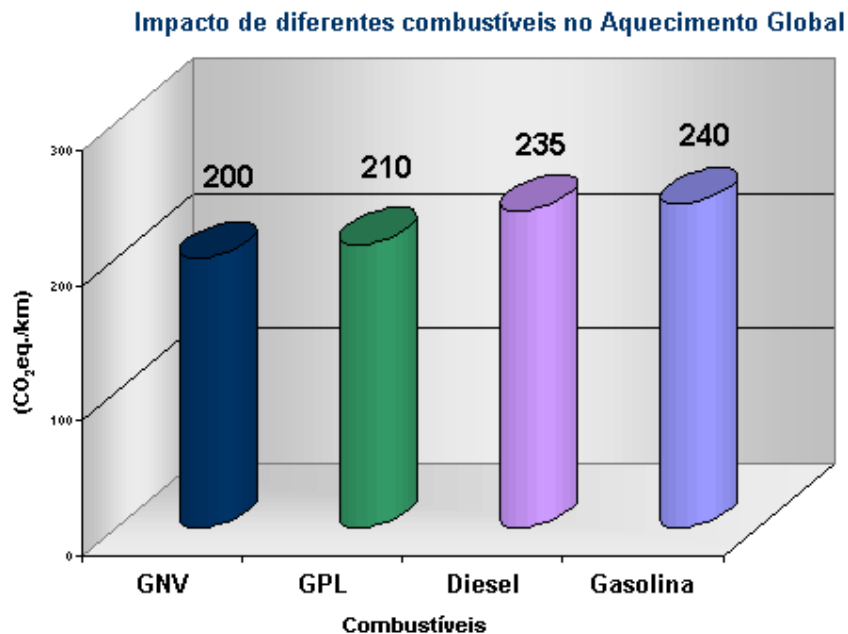
Figura 6.3 – Impacto de diferentes combustíveis no aquecimento global.

6.1.4 - Segurança

Os veículos propulsados a GN, são tão ou mais seguros que os veículos que operam com combustíveis tradicionais como a gasolina, álcool gasóleo. De facto, em países com tradição na utilização de GNV, muitos administradores de transportes escolares optam pelo GN para mover os autocarros das escolas. O gás natural, ao contrário dos combustíveis líquidos e do gás do petróleo liquefeito (GPL), dissipa-se na atmosfera em caso de acidente, evitando-se os riscos de incêndio criados por poças de gasolina ou gasóleo no chão. Nos Estados Unidos da América (EUA) foi efectuado um inquérito há mais de 8 mil veículos que circularam cumulativamente 450 milhões de quilómetros entre 1987 e 1990 (o mais recente até o momento). O inquérito revelou que a taxa de acidentes para veículos GNV por quilómetro veicular viajado (QVV) era 37% inferior à taxa de acidentes de veículos movidos a combustíveis líquidos e 34% mais baixa do que o conjunto de todo parque de veículos a combustíveis líquidos registados. Além da taxa mais baixa de acidente, nenhuma morte foi registada nos veículos a GNV examinados no inquérito. Em contraste, as mortes associadas com frotas de veículos a movidos combustíveis líquidos inquiridas mostram 1,28 mortes por cada 100 milhões de quilómetro veicular viajado QVV. A média nacional era de 2,2 mortes por 100 milhões de QVV para todos os veículos a gasolina dos EUA; Natural Gas Vehicle Coalition (1998).

Há duas razões fundamentais para este excelente registo de segurança do GNV: a integridade estrutural do sistema de combustível a GNV e as qualidades físicas do GN

como combustível. Os cilindros de armazenagem de combustível usados nos veículos GNV são muito mais resistentes do que os reservatórios de combustíveis líquidos.

A concepção dos cilindros GNV é sujeita a um certo número de severos testes obrigatórios, tais como: o de calor e pressão extremos, o de tiro, o de colisão e o de incêndio.

Por esta razão, os materiais compósitos nos cilindros de GNV devem ser sempre manuseados e protegidos adequadamente. Os incidentes com rupturas em cilindros de Gás Natural veicular revelaram que se verificou sempre alguma forma de ataque químico ou dano físico ao material compósito que envolvia o cilindro. Os sistemas de combustível a GNV são "selados", o que impede quaisquer fugas ou perdas evaporativas. Mesmo que ocorra uma fuga num sistema GNV, o gás natural dissipar-se-ia na atmosfera porque é mais leve do que o ar (densidade relativa de cerca de 0,5) a Tabela 6.1 apresenta propriedades dos três combustíveis, gás natural, gasolina e gasóleo.

Tabela 6.1 - Propriedades dos três combustíveis (Natural Gas Vehicle Coalition; 1998)

Propriedades	**Gás Natural**	**Gasolina**	**Gasóleo**
Limites de inflamabilidade (% volúmica no ar)	5 a 15	1,4 - 7,6	0,6 - 5,5
Temperatura de auto-ignição (ºC)	450	300	230
Energia de ignição mínima (10^{6} kJ)	0,26	0,22	0,22
Temperatura - pico de chama (ºC)	1884	1977	2054

O GN tem uma temperatura de ignição bastante superior à gasolina e ao gasóleo. Além disso, os limites de inflamabilidade são superiores, sendo necessárias maiores concentrações de gás no ar para que haja combustão. O GN não é tóxico nem corrosivo e não contamina os solos. O GN não produz aldeídos significantes ou outras toxinas no ar, as quais constituem uma preocupação em relação à gasolina e a alguns outros combustíveis alternativos. Os veículos GNV usam a mesma energia que, com segurança, aqueceu casas e cozinhou refeições ao longo de mais de 100 anos.

6.2 - ADAPTAÇÃO DO MOTOR PARA DUPLO-COMBUSTÍVEL

Para transformar o motor do tractor MF440, objecto do presente estudo, em motor que funciona no modelo de combustão de duplo-combustível (gasóleo e gás natural), é necessário dimensionar e projectar um Misturador (difusor), este Misturador é o responsável pela formação da mistura de ar e gás natural requeridos pelo motor na fase de admissão.

No Misturador de gás natural o elemento mais importante que dimensiona-se é o difusor, **vinde Anexo A6**, com formato de um "tubo de venturi" e o pulverizador do gás natural **vinde Anexo A7.**

O material para o fabrico tanto do difusor como do pulverizador pode ser alumínio, bronze, plástico, não necessitando de tratamento mecânico, termomecânico, térmoquímico especiais na sua fabricação, atendendo ao facto dos fluídos que por eles passam (ar e gás natural) serem isentos de substâncias corrosivas. Deve tomar-se precauções no acabamento das superfícies internas de modo a que tenham rugosidade superficial mínima possível para reduzir as perdas durante o escoamento dos gases.

Para a redução do combustível gasóleo a injectar na câmara de combustão, actua-se na patilha de regulação do débito da bomba injectora para volumes determinados experimentalmente com veremos mais adiante.

6.2.1 – Características Técnicas do Motor para o Estudo de Conversão

Com objectivo de se obter dados para elaboração e comprovação dos modelos dos componentes e do modelo de combustão de duplo-combustível do motor que funciona segundo o ciclo Diesel e para verificar até que percentagem se pode substituir o gasóleo por gás natural utilizou-se os dados de um motor de um tractor agrícola de marca Massey Ferguson (MF/Perkins 440), com as seguintes especificações técnicas: Specifications; MF440, Tractor (2004):

1. PERFORMANCE

Potência do motor, na rotação nominal	82 HP (61.1 Kw)
Potência máxima, na tomada de força	70.7 HP (52.8 Kw)
Momento torsor máximo do motor @ 1400 rpm	288 Nm
Rotação nominal do motor	2200 RPM

2. MOTOR

Fabricante	Massey Perkins S.A.

Modelo	PERKINS P/440
Nº. de cilindros	quatro, em linha;
Capacidade/cilindrada	4,1Lt (4100 cm^3)
Taxa de compressão	16 ÷ 1
Combustível	gasóleo
Alimentação	aspiração atmosférica
Filtro do ar	duplo seco
Tipo de Injecção	directa
Exaustão de gases de escape	vertical
Bomba injectora	Delphi
Tipo	rotativa

6.2.2 – Descrição do Equipamento Laboratorial Utilizado na Experiência

Para a regulação do fluxo da bomba injectora utilizou-se o Banco de Ensaio do Laboratório de Motores de Combustão Interna do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharias da Universidade Eduardo Mondlane.

O banco de testes usado para o ensaio das bombas injectoras, possui um único sistemas de aquisição de dados. O sistema é destinado à medir o valor do volume do combustível debitado pela bomba injectora nos provetas graduadas em mililitros (ml) numa faixa de 0 à 65 ml e cuja leitura se efectua à olho nu. O funcionamento do banco de testes representado na Figura 6.4, para efeitos de controlo da bomba injectora, é no regime não permanente. Portanto faz-se um teste, desliga-se o banco de testes e efectua-se as respectivas leituras do volume debitado nas provetas.
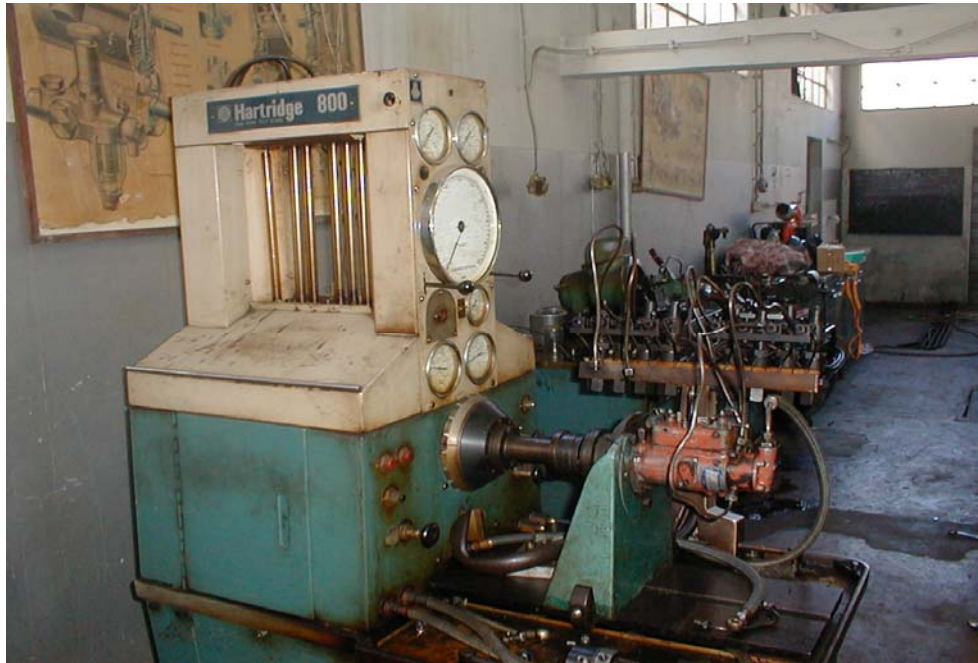
Figura 64 – Banco de testes de bombas injectoras usado para os ensaios laboratoriais.

Para o controlo (calibragem) da bomba injectora no banco de testes é preciso que se observem as pré-condições apresentadas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Pré-condições da bancada de teste para efeitos de teste de bombas injectoras.

item	**Designação**	**Unidades.**	**Valor teórico**	**Min.**	**Max.**
01	combustível de teste		ISO 4113/gas óleo		
02	Temperatura do óleo de teste no retorno	ºC	40	39	41
03	Estrangulador de retorno	mm	0.75		
04	Pressão de alimentação	bar	0.35	0.30	0.4
05	Conjunto porta-injector		16889011 14		

	de teste				
06	Pressão de abertura	bar	207	204	210
07	Tubo de pressão		1680750 073		
08	Diâmetro externo	mm	6.00		
09	Diâmetro interno	mm	2.00		
10	Comprimento	mm	450		
11	Solenóide de parada	V	12		
12	Desligamento	V	0		

Os combustíveis mais utilizados para testes das bombas injectoras podem ser óleo de controle ISO 4113, gasóleo, no presente trabalho usou-se para o controlo combustível gasóleo.

Durante a montagem da bomba injectora na bancada de testes, deve-se ter muito cuidado, para se garantir a obtenção de bons resultados no final do teste da bomba injectora, cuidados que se prendem com o seguir devidamente as instruções de montagem, e as recomendadas do fabricante do banco de testes, como se apresenta na Figura 6.5.
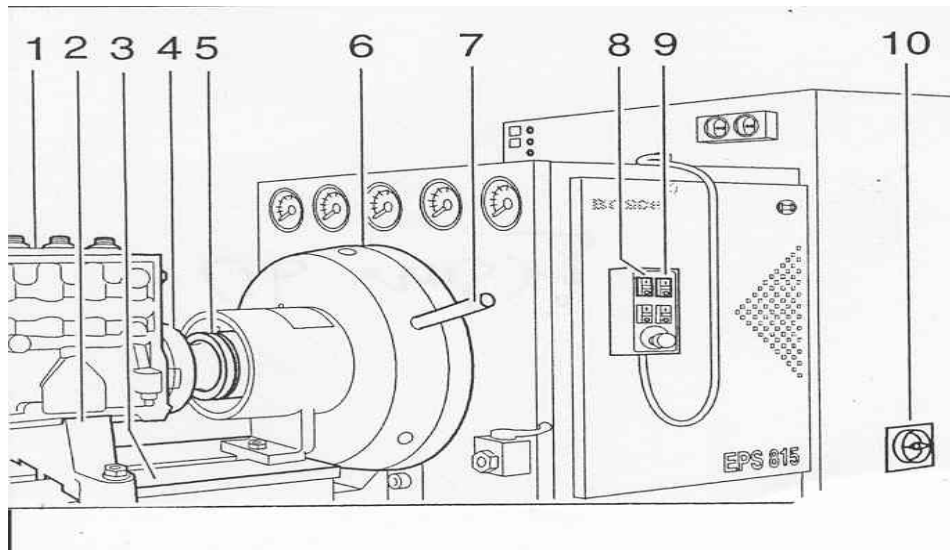
Figura 6.5 – Sequência de montagem da bomba de injectora no banco de testes.

Montar a bomba de injecção a controlar (1) mediante as peças de sujeição (2) na consola de montagem (3). Montar a metade do acoplamento (4) da bomba de injectora (1) entre as maxilas do acoplamento impulsor livre do jogo (5). Devem cumprir-se incondicionalmente os momentos de ajuste para as partes de sujeição. O

mandril (7) para fazer girar manualmente o disco volante (6), depois de verificar a perfeição da montagem retirar o mandril (7).

Com o comutador principal (10) ligado, o conversor de frequência liga-se a rede mediante o comutador de ligado/desligado (8). Simultaneamente se activa distribuição do óleo de controlo.

Imprimindo o comutador de ligado/desligado (9) o motor do impulsor entra no estado de stand-by (libertação do conversor).

6.2.3 – Despositivo de Ajuste da bomba injectora

o sistema destinado à aquisição dos dados para conversão da combustão do motor que funciona com combustível gasóleo para passar a funcionar no modelo de combustão de duplo-combustível, baseia-se no ajuste da bomba injectora de modo a reduzir o volume ou percentagem de combustível gasóleo a injectar na câmara de combustão. A percentagem de gasóleo reduzida será substituída pelo gás natural.

O dispositivo de alavanca de regulação ou patilha de regulação é comum nas bombas injectoras em linha como nas bombas de injectoras rotativas, é o dispositivo apresentado na Figura 6.6. O ajuste deste dispositivo, baseia-se no deslocamento da patilha de regulação de débito para várias posições, lendo os respectivos volumes de combustível debitado nas provetas graduadas com os quais se fez os cálculos preliminares e construem-se gráficos apresentados mais adiante e têm como objectivo auxiliar a determinar o volume do débito óptimo de combustível, gasóleo, necessário ao bom desempenho do motor para funcionar no modelo de combustão de duplo-combustível.
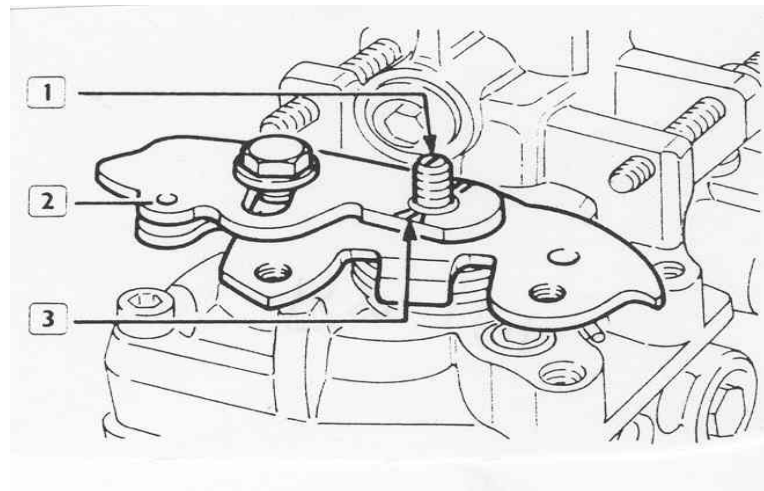
Figura 6.6 – Esquema com patilha de regulação do débito da bomba injectora

1 e 3. entalhes de marcação – 2. patilha (alavanca) de regulação do débito (vazão).

6. 3 – RECOLHA E APRESENTAÇÃO DE DADOS DA EXPERÊNCIA

A experiência foi conduzida por meio de uma série de testes em uma bomba injectora de um motor que funciona segundo o ciclo Diesel, de aspiração natural, com especificações técnicas semelhantes à bomba injectora montada no tractor (MF/Perkins 440).

A programação dos testes foi estabelecida com o intuito de optimizar-se o funcionamento do motor no modelo de combustão de duplo-combustível e de obter-se os dados necessários à conversão do motor sem influenciar os parâmetros técnicos de fabrico (potência nominal, torque, rendimento mecânico, etc).

Na bomba injectora, os testes foram desenvolvidos segundo a seguinte programação:

- Teste de velocidade variável da bomba no intervalo de 300 a 1400 RPM que corresponde variação de 600 a 2800 RPM do motor em plena carga com a regulação dos componentes segundo especificações do fabricante. Deslocando paulatinamente o dispositivo de regulação do débito da bomba injectora desde a posição mínima à máxima através da fixação (prisão) da patilha de regulação com vários ganchos de dimensões (Ø=2 mm e l=84; 92; 100; 108 mm).

Posições correspondentes à rotação na bomba injectora do dispositivo de regulação e do deslocamento da régua de aceleração.

Foram objecto de estudo seis corridas (variações de RPM da bomba injectora) com quatro posições distintas da regulação do débito, tendo-se lido os valores do débito do combustível nas provetas do banco de testes, correspondentes aos vários pares mergulhadores, valores que se apresentam na Tabela 6.3, e posteriormente são usados para o dimensionamento dos elementos usados para conversão do motor para o modelo de combustão a duplo-combustível.

Na Tabela 6.2, são apresentados na 1º coluna valores referentes ao número de rotações da bomba injectora no banco de teste; na 2ª linha o deslocamento rotacional da patilha (angular) de regulação de aceleração da bomba injectora e que correspondem a 5,2; 5,8 e 8 mm do deslocamento linear da régua de aceleração; da 3ª a 5ª linhas, os valores do débito da bomba injectora colhidos nas provetas. A sexta corrida não é apresentada na Tabela 6.3, devido ao facto de a bomba injectora cortar a injecção do combustível (fenómeno referido na Figura 6.9).

Tabela 6.3 – Variação do débito da bomba injectora (ml) em função das suas RPM e ao deslocamento angular da patilha de aceleração para quatro corridas.

	Deslocamento angular da patilha de aceleração em graus (º)			
RPM da bomba injectora	90	180	270	360 (standard)

150	0	1	2.2	3.4
300	0.2	1.4	2.4	3.7
600	0.4	1.6	2.4	3.8
900	0.7	1.8	2.5	4
1200	0.5	1.4	2.3	3.4

Com os valores da Tabela 6.3**,** constrói-se o gráfico de curvas que se apresentam na Figura 6.7, relativo as seis corridas de débito da bomba injectora.
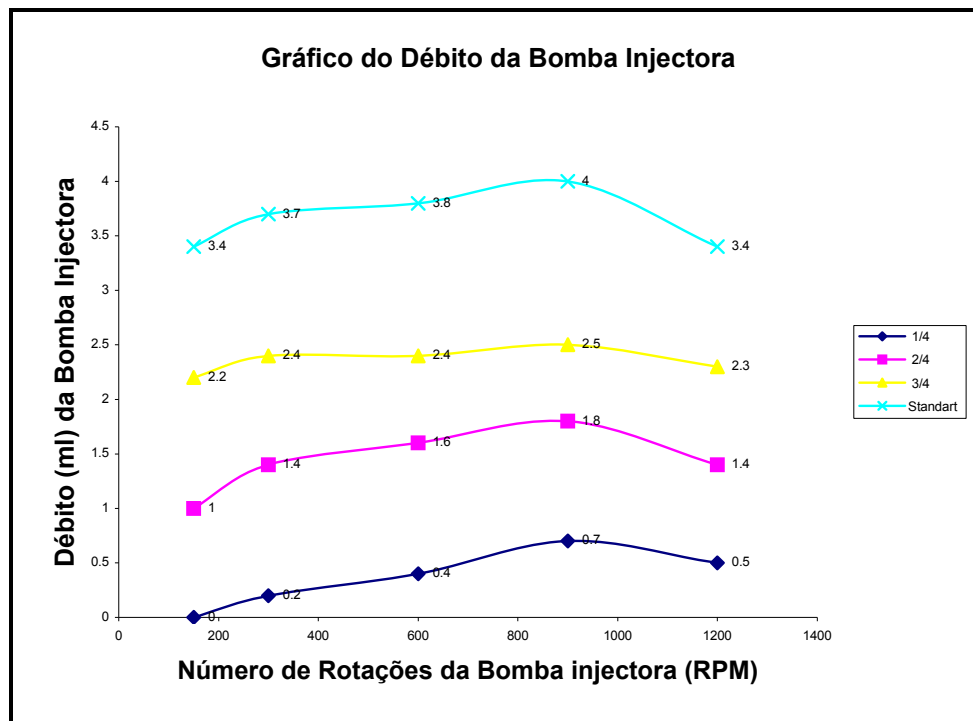
Figura 6. 7 – Curvas do débito da bomba injectora verso RPM.

Ainda, com base nos valores do débito da bomba injectora elabora-se a Tabela 6.4, que serve para apresentar a percentagem do débito da bomba injectora (%) em função ao seu número de rotações e do deslocamento angular da patilha de aceleração.

Tabela 6.4 – Percentagem do débito da bomba injectora (%) em função as suas RPM e do deslocamento angular da patilha de aceleração para quatro corridas.

	Deslocamento angular da patilha de aceleração graus (º)			
RPM da bomba injectora	90	180	270	360 (standard)
150	0.00	29.41	64.71	100.00
300	4.41	37.84	64.86	100.00
600	10.56	42.11	63.16	100.00

900	17.50	45.00	62.50	100.00
1200	14.71	41.18	67.65	100.00

Com os valores da percentagem referentes a Tabela 6.4, constrói-se as curvas apresentadas na Figura 6.8, que mostram o valor percentual do débito da bomba injectora nas seis corridas e regulações efectuadas, seguindo as condições de funcionamento da bomba injectora descritas nos parágrafos anteriores.
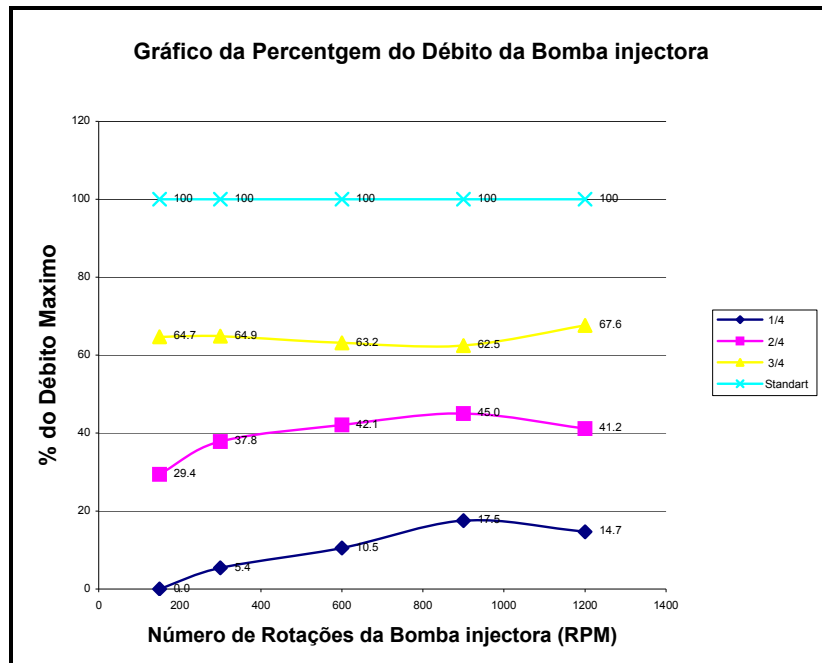
Figura 6.8 – Curva da percentagem do volume do gasóleo debitado pela bomba injectora.

As curvas apresentadas na Figura 6.8, indicam a percentagem do volume do gasóleo que a bomba injectora debita versus RPM nas seis corridas realizadas que é a diferença percentual do combustível que deverá ser substituído por gás natural no motor convertido para modelo de combustão de duplo-combustível.

Após a análise das quatro curvas, selecciona-se uma como representativa, a que, corresponde ao consumo mínimo de funcionamento óptimo do motor (1/4, 750 RPM; bomba) para o dimensionamento dos elementos de conversão do modelo de combustão do motor, para passar a funcionar no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel de duplo-combustível.

Para verificação das condições de funcionamento da bomba injectora com os parâmetros escolhidos para os cálculos, constrói-se a curva que se apresenta na Figura 6.9. Esta curva mostra o ponto limite onde a bomba injectora corta o fornecimento de combustível,

que corresponde às rotações limite do funcionamento do motor em plena carga (aproximadamente1800 à 2000 RPM).

Este corte surge como consequência da bomba injectora do motor que funciona segundo o ciclo Diesel não dever continuar a debitar mais quantidade de combustível na câmara de combustão, para evitar que com aumento excessivo de número de rotações da cambota resulte o desarvoramento da mesma.
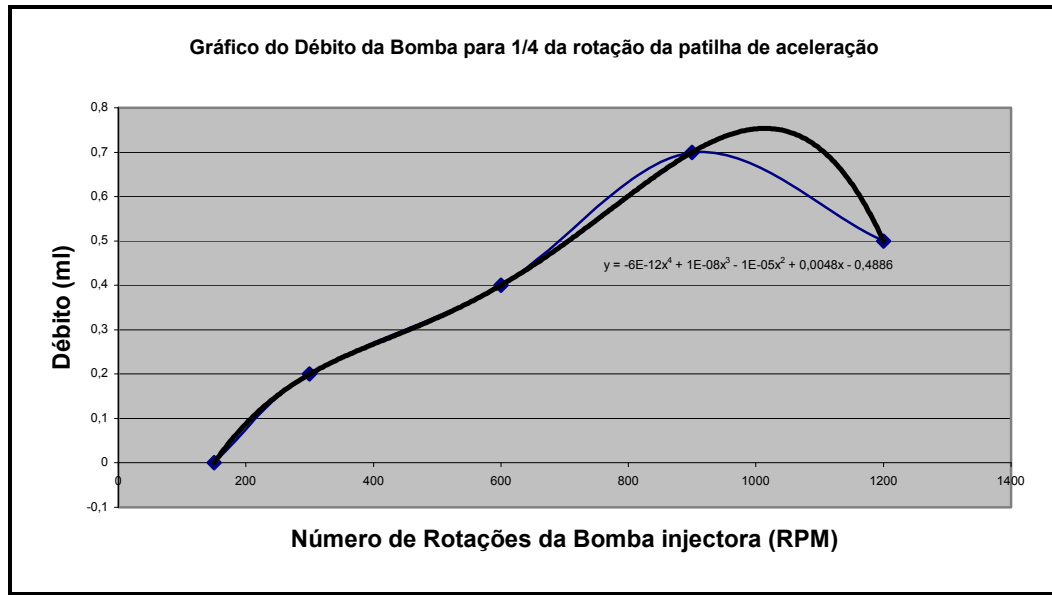
Figura 6.9 - Ponto de corte do número de rotações da bomba injectora (950 RPM; 0,7 ml).

6.4 - DEMENSIONAMENTO DO DIÂMENTRO DO DIFUSOR E DO PULVERIZADOR DO GÁS NATURAL VEICULAR

Com os dados colhidos e tratados preliminarmente no Capítulo 6.3, faz-se o cálculo dos parâmetros para projecção do misturador (difusor) e do pulverizador do gás natural que é usado na conversão do motor que funciona segundo o ciclo Diesel no modelo de combustão a duplo-combustível.

Como o objectivo é a economia de combustível gasóleo, a garganta do *venturi* deve ser de dimensão média para proporcionar uma boa atomização e consequentemente uma melhor mistura de ar e gás natural.

O fluxo de massa que entra no motor, a partir do qual se dimensiona o diâmetro da garganta do difusor, determina-se pela Expressão 6.7.

$$m_a = \frac{\eta_V * \rho * V_d * N}{\left[1 - \frac{1}{r}\right] * 120} \qquad (6.7)$$

Onde:

η_v- rendimento do motor

ρ - densidade do gasóleo

V_d- velocidade da cambota

r- raio da cambota.

Considerando-se **N** a rotação média (750 RPM), ponto para a qual se pretende optimizar o motor.

Com a massa de ar que entra no motor conhecida, determina-se o diâmetro da garganta do difusor pela expressão:

$$d = 2\sqrt{\frac{m_a}{\pi * P_1 C_d}} * \left\{ Y * \left(\left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{2}{k}} - \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{k-1}{k}} \right) \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (6.8)$$

Sendo:

$$Y = 2 * g * \frac{K}{K-1} * \frac{1}{R * T} \quad (6.9)$$

P_1- pressão na entrada do difusor;

P_2- pressão na garganta do difusor;

C_d- coeficiente de descarga.

No caso concreto do presente trabalho, encontram-se disponíveis os dados do fluxo real de ar, que são obtidos a partir da expressão:

$$V_{ar} = V_{cilindro} - V_{gasnatural} - V_{gasoleo} \quad (6.10)$$

temos que:

$$RAC = \frac{m_{ar}}{m_{combust}} \quad (6.11)$$

então;

$$m_{combust} = \frac{m_{ar}}{RAC} \quad (6.12)$$

a massa total da mistura de ar e gás natural que entra e é comprimida no cilindro obtém-se pela Expressão:

$$m_{totamistura} = m_{ar} + m_{gásnatural} \quad (6.13)$$

substituindo (6.12), em (6.13) teremos:

$$m_{totamistura} = m_{ar} + \frac{m_{ar}}{RAC_1} = m_{ar}\left(1 + \frac{1}{RAC_1}\right) \quad (6.14)$$

a massa total de combustão ou a cilindrada é expressa por:

$$m_{totalcombust} - m_{gasóleo} = m_{ar}\left(1 + \frac{1}{RAC_1}\right) \quad (6.15)$$

então, a massa de ar será:

$$m_{ar} = \frac{m_{cilindro} - m_{gasóleo}}{1 + \frac{1}{RAC}} \quad (6.16)$$

onde:

V_c- volume do cilindro ou cilindrada (cm3);

$V_{gasóleo}$- volume do gasóleo injectado;

$m_{cilindro}$- massa total no cilindro;

V_{ar}- volume de ar no cilindro;

$m_{gasóleo}$- massa total do gasóleo injectado na câmara de combustão;

$m_{totalmistura}$- mistura de ar e gás natural no difusor;

$m_{totalcombust}$- massas total na câmara de combustão (ar, gás natural e gasóleo)

RAC- relação estequiometrica de Ar e Combustível.

Onde:

RAC_1- relação estequiometrica da mistura de Ar e Combustível (gás natural) no difusor ou mistura comprimida no cilindro do motor;

RAC_2- relação estequiometrica da mistura de combustão (Ar/gás natural) e Combustível gasóleo pulverizado na câmara de combustão.

Com todos os parâmetros dos fluxos conhecidos, faz-se o dimensionamento do Misturador para o motor do tractor (MF/Perkins440). Dois factores muito importantes devem ser considerados para projecção do diâmetro do Misturador:

1. a escolha do diâmetro (D_1) da entrada do ar atmosférico no Misturador. No presente caso usou-se o diâmetro da conduta de admissão do ar para o colector de admissão do motor do tractor que é (D_1=50mm);

2. a escolha do coeficiente do diâmetro (D_2/D_1), fornecido pelo gráfico do **Anexo A8.** Este coeficiente depende da velocidade da entrada do ar no difusor que na literatura para escoamento de gases varia entre 20 e 30m/s.

Fez-se várias tentativas para encontrar o coeficiente óptimo (D_2/D_1) tendo se chegado ao valor ((D_2/D_1)=0,50). Da análise feita à vários valores gráficos deste coeficiente, observou-se que se tiver que aplicar coeficiente ((D_2/D_1)<0,50) nas condições de funcionamento descritas, tería-se as seguintes consequências:

Um diâmetro (D_2) pequeno da garganta do *venturi*, que resultaria em muito boa atomização e melhor mistura de ar e gás natural. Mas devido à presença do gás natural na massa admitida pode-se aumentar o tempo de atraso da ignição, mesmo sabendo que o ponto de injecção da bomba injectora manteve-se constante, apesar de redução da quantidade do gasóleo injectado. O aumento do atraso de ignição atribui-se ao facto do gás natural ter que ficar relativamente longo período durante a compressão em contacto homogéneo com o ar o que origina a ocorrência de algumas reacções de oxidação e consequentemente a formação de vários produtos dessas reacções.

A reacção de oxidação dos hidrocarbonetos que compõem o gasóleo, inevitavelmente ocorre na presença não só da mistura de ar e gás mas também na presença desses produtos de reacção da chama piloto, em função da sua concentração. Esta situação condicionaria ao mau funcionamento do motor, Nhambiu (2000).

- se tiver que aplicar coeficiente ((D_2/D_1)>0,50) nas condições de funcionamento descritas teria-se as seguintes consequências:

Um diâmetro (D_2) do misturador grande, isto evitaria as perdas de pressão que limitariam a potência do eixo do motor, mas como no presente trabalho não se trata de optimizar a potência do motor, mais sim de economizar o consumo do combustível, gasóleo, então deve-se evitar utilizar diâmetros grandes do misturador.

Definido o coeficiente óptimo ((D_2/D_1)=0,50), este, associa-se a outros parâmetros do motor já determinados e através de expressões matemáticas inseridas na planilha do **Anexo A9**, obtém-se as dimensões do difusor e o diâmetro do pulverizador, para variações de número de rotações do motor previamente seleccionadas. O resultado do dimensionamento do pulverizador é apresentado no gráfico da Figura 6.10.
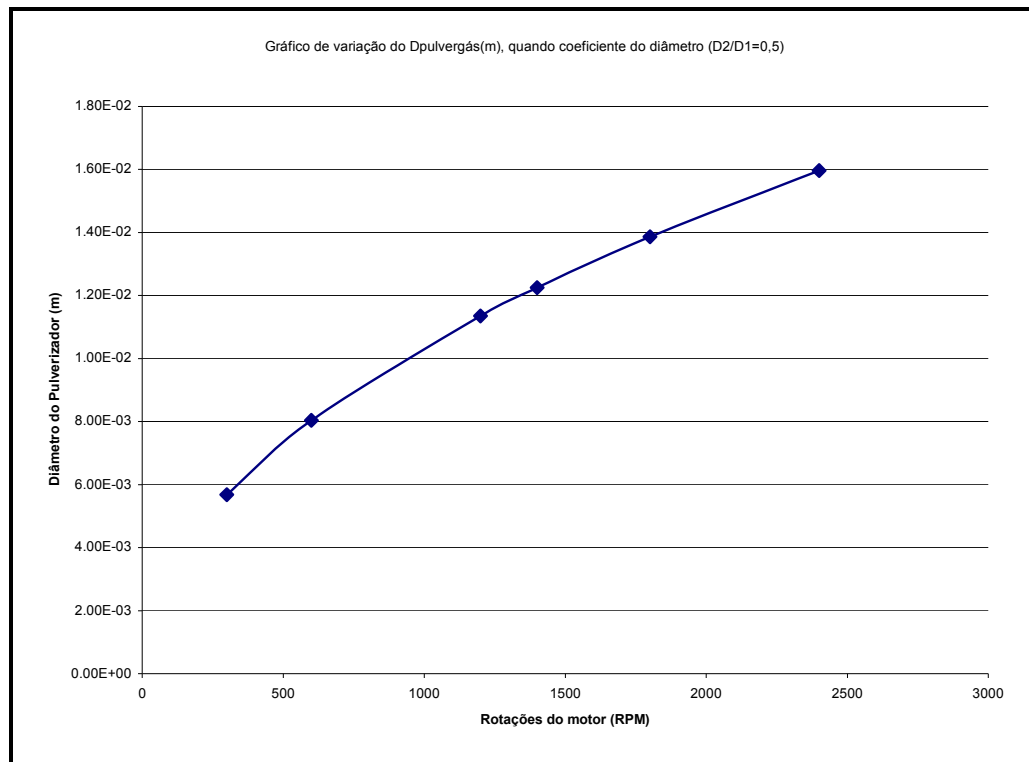
Figura 6.10 - Variação do diâmetro do pulverizador em função RPM com a Relação Ar/Combustível de dezassete ($RAC_2 \approx 17$)

Para se escolher o diâmetro óptimo do pulverizador deve-se ter em consideração a variação do RAC_2 final (dentro da câmara de combustão do motor no modelo de duplo-combustível), que deverá ser aproximadamente igual a dezassete ($RAC_2 \approx 17$). Que é o RAC_2 recomendado para o projecto ou para motores que funcionam no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel**.**

As Tabelas do **Anexos; A10, A11, A12, A13, A14, A15**, apresentam a variação do RAC_2 para uma série de diâmetros do pulverizador do gás natural, estes $RACs_2$ são agrupados na Tabela 6.5

Tabela 6.5 - Escolha do RAC_2 óptimo na variação do $D_{pulverizgás}$ no $D_{difusor}$=25mm

Corrida	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Rotação (RPM)	300	600	120 0	140 0	180 0	2400
RAC_2 ($D_{pulverizgás}$ =5,7mm)	16,9	33,9	67,7	78,9	101, 1	133,9
RAC_2 ($D_{pulverizgás}$ =8,1mm)	8,5	16,9	33,9	39,5	50,6	67,1
RAC_2 ($D_{pulverizgás}$ =11,4mm	4,3	8,5	16,9	19,8	25,4	33,6
RAC_2 (D $D_{pulverizgás}$ =12,3mm)	3,7	7,3	14,6	16,9	21,8	28,8

RAC_2 (D $D_{pulverizgás}$ =13, 9mm)	2,6	5,7	11,4	13,3	16,9	22,5

Dos valores dos RACs apresentados na Tabela 6.5 constrói-se os gráficos da Figura 6.11.
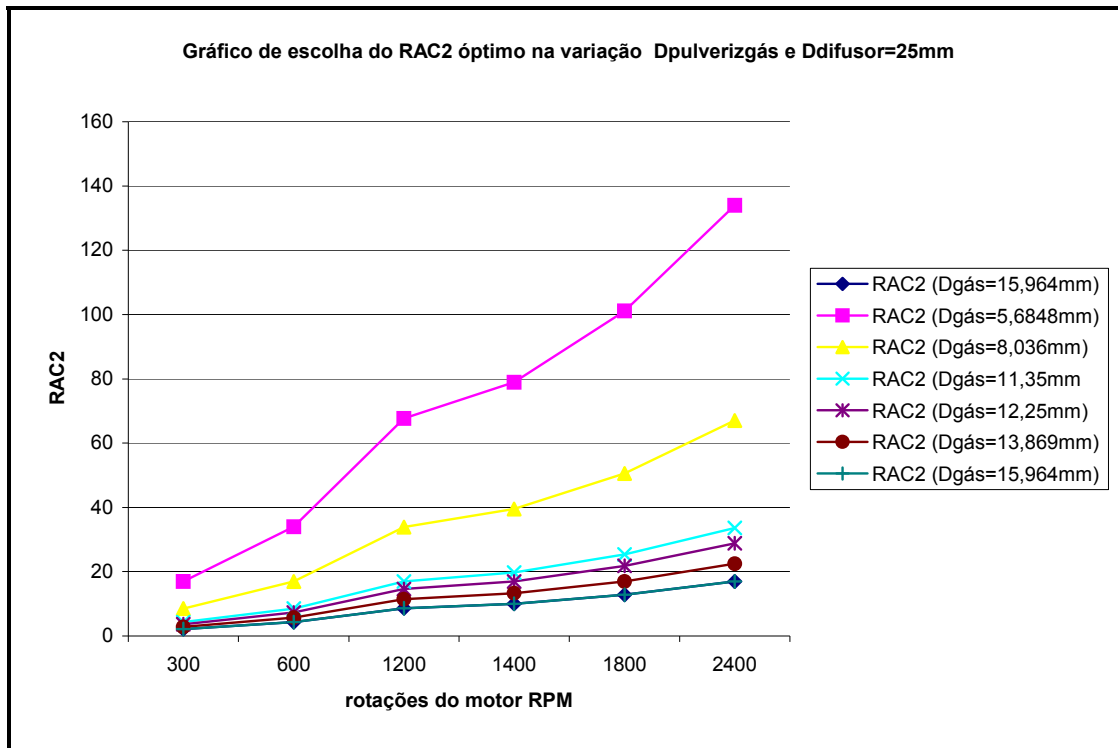
Figura 6.11 - Variação do gráfico do RAC_2 em função de RPM do motor

Analisando a série de gráficos apresentados na Figura 6.13, observa-se o seguinte:

1. para os diâmetros do pulverizador de gás natural ($D_{pulverizgás}$ =5,7 mm; $D_{pulverizgás}$ =8,1 mm e $D_{pulverizgás}$ =11,4 mm), o RAC_2 tem valores muito altos significa que o fluxo mistura (ar/gás natural) comprimido no cilindro do motor é pobre (RAC_1 baixo). Na câmara de combustão é injectada combustível gasóleo em maior quantidade relativamente a proporção do fluxo da mistura ar e gás natural. O RAC_2 da mistura de combustão torna-se muito rica, resulta um processo de auto-ignição (combustão) com altas temperaturas e altas pressões no cilindro e como consequência podem danificar-se os órgãos móveis do motor**;**
2. para o gráfico com diâmetro do pulverizador de ($D_{pulverizgás}$ =12,3 mm), o desenvolvimento do RAC_2, aproxima-se a (RAC_2 ≈17), portanto encontra-se nos limites recomendados para o funcionamento do motor no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel ou adaptado ao modelo de combustão a duplo-combustível, Este diâmetro do pulverizador de gás natural é considerado óptimo para o projecto;

3. para os gráficos com diâmetros do pulverizador de gás natural ($D_{pulverizgás}$ =13,9 mm e $D_{pulverizgás}$ =15,78 mm), o RAC_2 de mistura para a combustão tem valores muito baixos significando que a quantidade de fluxo da mistura (ar/gás natural) admitida no cilindro é rica (RAC_1 alto), a quantidade do fluxo de combustível gasóleo injectado na câmara de combustão é pouca. Devido ao facto de na primeira mistura (ar/gás natural) admitida e comprimida ser muito rica, e com a injecção de muito pouco fluxo de combustível gasóleo, há dificuldades de iniciar o processo de auto-ignição e como consequência o motor funciona muito mal, ou não funciona.

6.5 – ANALISE DOS FENOMENOS DE COMBUSTÃO NO MODELO DE DUPLO-COMBUSTÍVEL EM ESTUDO

Determinado o diâmetros pulverizador ($D_{pulverizgás}$ =12,3 mm), deve-se analisar a variação gráfica do RAC_2, que permitirá estudar os fenómenos químicos na câmara de combustão no instante da combustão dos combustíveis mistura (ar/gás natural) e gasóleo pulverizado, cuja curva apresenta-se no gráfico da Figura 6.12
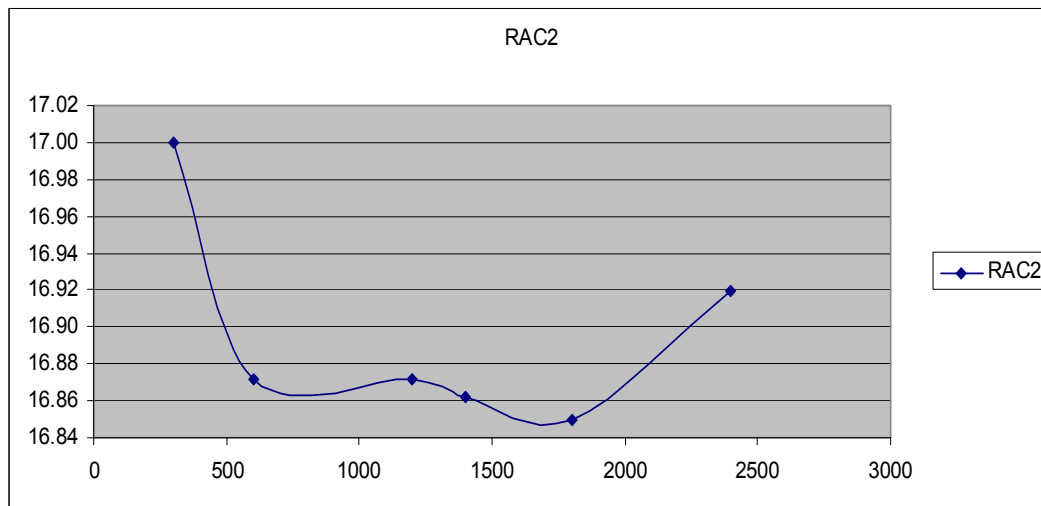
Figura 6.12 - Desenvolvimento gráfico da mistura de combustão (RAC_1 e gasóleo) na câmara de combustão no modelo de combustão a duplo-combustível.

Portanto para as três zonas distintas apresentadas no gráfico da Figura 6.12, mostram que durante a combustão no modelo de duplo-combustível surgem os seguintes fenómenos:

1. na fase descendente do gráfico (0 a 600 RPM); período praticamente do inicio da auto-ignição (funcionamento do motor) e que o processo inicia–se com o fornecimento do gás natural libertado pela válvula eléctrica que é accionada através da chave de ignição e é misturado com o ar atmosférico (pouca quantidade

do ar devido ainda a lenta sucção dos cilindros) no difusor, fluxo de mistura rica (RAC_1 alto) que passa pela borboleta instalada a jusante do Misturador na conduta de admissão e é comprimida no interior dos cilindros do motor, simultaneamente há injecção pulverizada do combustível gasóleo em grande quantidade, tornando muito rica a mistura para a combustão dos dois combustíveis (mistura; ar/gás natural e gasóleo), portanto, o RAC_2 resulta alto, fenómeno próprio do inicio da marcha do motor. Com funcionamento e aceleração contínua do motor, aumenta a sucção do ar para o difusor, a borboleta de regulação da mistura (ar/gás natural) vai fornecendo uma mistura estequiométrica aos cilindros do motor, então a dosagem dos combustíveis (mistura; ar/gás natural e gasóleo), vai-se proporcionalizando tanto no difusor como na câmara de combustão, a mistura de combustão (RAC_2) estabiliza-se estequiométricamente e aproxima-se ao ($RAC_2 \approx 17$). Mistura estequiométrica recomendada para motores que funcionam segundo o ciclo Diesel, com o equilíbrio estequiométrico dos combustíveis, há um funcionamento regular do motor;

2. na Fase 2 do gráfico; verifica-se variação menos acentuada do RAC_2, período de aumento do número de rotações do motor (600 à 1400 RPM); trata-se do período de funcionamento do motor em que as proporções da mistura no difusor (ar/gás natural), mistura comprimida no cilindro cuja dosagem é proporcionada pela borboleta de regulação do fluxo nas quantidades necessárias obedecendo-se às acelerações e desacelerações solicitadas ao motor, também é injectado pulverizado combustível gasóleo para auto-ignição na câmara de combustão numa proporção praticamente estequiométrica, fenómeno que estabiliza o RAC_2, correspondendo a plena carga do motor, período recomendado para exploração integral das capacidades energéticas dos dois combustíveis; (mistura; ar/gás natural) e gasóleo, esta fase é óptimo para o funcionamento do motor;
3. na Fase 3; variação gráfica ascendente, aumento excessivo do número de rotações do motor (mais que 1800 RPM), aumento da carga, a quantidade do fornecimento do gás natural aumenta, a mistura (ar/ gás natural) no difusor torna-se consequentemente rica (RAC_1 aumenta), a borboleta que regula o fluxo desta mistura também encontra-se na abertura máxima, no cilindro é comprimida uma mistura bastante rica, mesmo com as limitações de volume de débito de combustível gasóleo efectuadas com a regulação da bomba injectora o RAC_2 da mistura de combustão aumenta.

Este aumento do RAC_2 da mistura de combustão devido ao aumento do número de rotações do motor e consequentemente do fluxo da mistura rica (ar/gás natural); RAC_1 elevado, faz com que no instante da combustão exista aumento excessivo da pressão e

temperatura na câmara de combustão, resultando em danos nos órgãos internos rotativos do motor. É a fase menos desejada para exploração útil do motor.

Para eliminar este fenómeno deve-se cortar a quantidade de combustível, gás natural, no difusor tornando-se o RAC_1 muito pobre, consequentemente na câmara de combustão é comprimido somente o ar atmosférico e passa-se ao funcionamento do motor no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional. Estas correcções conseguem-se com as seguintes intervenções no sistema:

- Estrangula-se ou limita-se automaticamente o aumento do fluxo do gás natural no sistema a partir do instante em que o motor atinge certo valor de número de rotações previamente determinadas;
- Faz-se adaptação de um estrangulador e limitador do curso da régua de aceleração da bomba injectora de modo que quando se atinge determinadas e elevadas rotações limites da cambota do motor, este não receba mais quantidades de combustíveis (mistura; ar/gás natural e gasóleo) adicional, Portanto limita-se a velocidade de rotação da cambota, o motor continua funcionando no modelo de combustão a duplo-combustível.

Para o primeiro caso há três intervenções técnicas que se podem adoptar:

1. integrar um sistema de controlo na utilização de ambos combustíveis (gás natural e gasóleo) através de um limitador de fornecimento de gás natural no difusor, limitador do tipo borboleta accionado por um cabo de aço e, comandado pela patilha da régua de aceleração da bomba injectora, como apresenta-se na Figura 6.13. Com a aceleração do motor através deslocamento da patilha da régua de aceleração da bomba injectora até determinadas rotações limites do motor, a borboleta limitadora do fluxo de gás natural corta o fornecimento deste combustíveis ao difusor.

   Nesta fase do funcionamento do motor a altas rotações a bomba injectora injecta maior quantidade combustível gasóleo na câmara de combustão suficiente para manter ou acelerar mais o motor. Portanto quando atinge-se altas rotações limites previamente determinadas no motor a borboleta é rotacionada pela roldana movida pelo movimento de translação do cabo de aço até a posição de fecho do fluxo de gás natural no sistema e o motor funciona no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional.

   Portanto o motor funciona no modelo de combustão a duplo-combustível nas rotações baixas e rotações médias, nas rotações altas o motor retorna a funcionar no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional, desprezando-se a pouca quantidade de gás natural que fluo entre as superfícies externa da borboleta

e internas do cilindro de alojamento e funcionamento da borboleta de corte do fluxo.
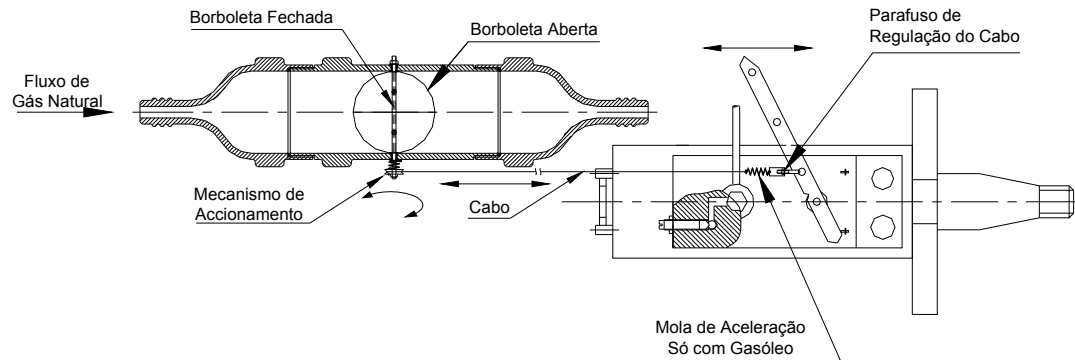
Figura 6.13 – Esquema funcionamento Borboleta de corte de fluxo do gás natural accionada na bomba injectora por cabo.

2. integrar um *Software* de interdição, baseado num algoritmo matemático instalado na unidade de controlo electrónico, que abre e fecha o fluxo do gás natural para o motor através da válvula eléctrica instalada no regulador de pressão, O gás natural misturado com o ar chega a câmara de combustão somente quando o motor está nas rotações constantes e intermédias Portanto em todas as condições de acelerações à altas rotações, também a válvula eléctrica é fechada interrompendo o fluxo de gás natural ao sistema de combustão.

Este sistema tem o inconveniente de dar resposta atrasada ao motor nas operações de aceleração e desaceleração bruscas;

3. utilização do sistema de injecção com injectores bombas, integrando também um *software* de interdição baseado num algoritmo matemático instalado na unidade de controlo electrónico, O sistema controla através de um sensor o número de rotações do motor, sensor que é montado no volante do motor e envia o sinal a unidade de controlo e por sua vez esta faz as compensações dos combustíveis, também tem inconvenientes citados no Ponto 2,

Para o tipo do projecto a que esta destinado o estudo da conversão do motor (tractor agrícola), este não chega a desenvolver elevadas velocidades de rotação da cambota, isto devido a finalidade a que se destina, portanto não há necessidade de aplicar limitadores de fluxo de um dos combustíveis, do tipo descritos no Ponto 2 e Ponto 3. Sendo suficiente a regulação eficiente dos débitos da bomba injectora, dosagens reguladas da mistura (ar/gás natural) no sistema e a utilização de limitadores de fluxo tipo descrito no Ponto 1 e esquematizados na Figura 6.13.

Para melhor aproveitamento deste tipo de sistema é importante que o utilizador tenha sempre em s*tock* botijas de gás natural suficientes para uma jornada de trabalho, Isto devido ao facto da dificuldade de retornar ao funcionamento do motor ao modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional, quando esgota-se o gás natural nas botijas, pelo facto de se ter feito alterações nos dispositivos de regulação da bomba injectora.

6.5.3. Cálculo do Diâmetro Equivalente do Difusor

Após cálculo das dimensões do difusor é necessário recalcular o diâmetro do difusor atendendo a que, segundo o esquema de montagem apresentado no desenho do **Anexo A17**, verifica-se que o corpo do pulverizador do gás natural ocupa uma área transversalmente em relação a secção diametral no interior do difusor na zona de estrangulamento (garganta). A área ocupada pelo pulverizador deve ser compensada na área do difusor pelo aumento do seu diâmetro e que designa diâmetro equivalente do difusor, que é o diâmetro do projecto.

Para o cálculo do diâmetro equivalente do difusor utilizam-se as seguintes formulas matemáticas:

$$A_O = \frac{\pi * D^2}{4} \qquad (6.17)$$

então, o diâmetro equivalente será:

$$D_{equidifusor} = \sqrt{\left[\frac{\pi * D_{difusor}^2}{4} + (t * esp) + \frac{\pi * D_{extpulveriz}^2}{8}\right] * \frac{4}{\pi}} \qquad (6.18)$$

onde:

A_o- área de uma secção circular (mm^2)

$D_{difusor}$- diâmetro de cálculo do difusor (mm);

t - altura que ocupa o pulverizador no interior do difusor (mm), apresentado na Figura 6.14a

esp- espessura (corresponde ao diâmetro externo do pulverizador (mm), apresentado na Figura 6.14b

$D_{extpulveriz}$- diâmetro externo do pulverizador (mm);

π -constante (3,14)

A formula do diâmetro equivalente do difusor na zona de estrangulamento foi deduzida na base das Figuras 6.14.
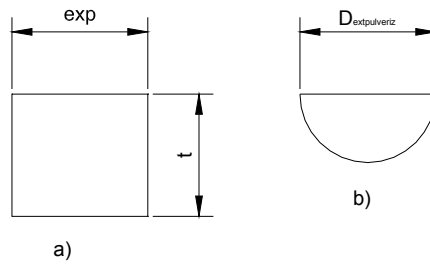
Figura 6.14 - Esquemas em corte da parte do pulverizador para determinação do Diâmetro equivalente da garganta do difusor.

Portanto, para o projecto o diâmetro equivalente da garganta do difusor será ($D_{equivdifusor}$ = 31 mm.

CAPITULO VII

7. ESTUDO DE VIABILIDADE ECONÓMICA DO PROJECTO

O presente estudo destina-se a projectar um dispositivo mecânico a integrar no sistema de alimentação do motor que funciona segundo o ciclo Diesel para passar a funcionar no modelo duplo-combustível, dispositivo que é aplicado para misturar o ar e o gás natural em motores de tractores agrícola, como forma de redução da quantidade de combustível gasóleo, substituindo-o por gás natural. Isto como alternativa para diminuição dos custos de operação e redução da poluição ambiental durante actividade agrícola.
Para tal, existe a necessidade confirmar a fiabilidade do projecto através de avaliação dos custos de operação comparando a utilização de cada um dos modelos de funcionamento do motor, tanto no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional como o sistema convertido a duplo-combustível, para se poder determinar se o modelo de operação com duplo-combustível é menos oneroso.
A porta do revendedor o custo total de um tractor MF440 novo é de trinta mil novecentos noventa oito dólares americanos e trinta cêntimos (USD 30.998.30).

7.1 – CUSTOS DE INSTALAÇÃO DOS COMPONENTES DE CONVERSÃO DO MOTOR

A conversão do motor para o sistema duplo-combustível implica a integração de novos dispositivos de fornecimento e controlo do combustível secundário (gás natural) ao sistema, consequentemente a aplicação de um fundo de investimento suplementar para sua aquisição e montagem no motor. Para operar com motor funcionando no modelo de combustão a duplo-combustível comportam-se custos de projecção, fabricação do misturador e do pulverizador de gás natural, aquisição do conjunto dos dispositivos do Kit de conversão e a mão-de-obra de aplicação no motor do tractor, custos que são apresentados na Tabela 7.1, e são calculados para um único motor de um tractor agrícola.

Tabela 7.1 – Custos de instalação dos componentes de conversão no motor

Item	designação	Qt.	Custo. Unt./Mt
01	Projecção e fabricação do misturador (difusor e pulverizador)	1	1.200.000,00
02	Aquisição do jogo de Kit de conversão	1	6.413.000,00
03	Mão-de-obra de montagem dos componentes de	1	2.500.000,00

	conversão		
	Custo. Total		**10.11300.000,00**

O Kit de conversão que se escolheu é o Kit tipo Oyrsa/MAT com duas botijas de gás natural com capacidade por unidades de 15,7 m^3 ~12/21 Automát. Com uma botija (ver **Anexo 17).**

7.2 – CUSTOS DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO DO MOTOR FUNCIONANDO NO MODELO DE COMBUSTÃO SEGUNDO O CICLO DIESEL CONVENCIONAL

No funcionamento do motor segundo o ciclo Diesel não existe componente adicional a aplicar, só serão imputados custos de operação, e manutenção que se apresentam no **Anexo A18**. Deve-se ter em conta que a periodicidade dos trabalhos de manutenção preventiva planificada, está definida em número de horas de pleno funcionamento do motor, sendo recomendação do fabricante a frequência da manutenção preventiva planificada que se apresenta no **Anexo A19**, variando a sua periodicidade de 50 à 2000 horas de pleno funcionamento do motor.

O consumo de combustível gasóleo por hora de funcionamento do motor do tractor agrícola em consideração, considerando uma média óptima de funcionamento do motor a 900 RPM, é de 9,6 litros/hora, o custo médio por litro de gasóleo no mercado interno é de treze mil e novecentos Meticais, (13.900,00 Mt). O custo pelo consumo horário do combustível gasóleo no funcionamento do motor será; 9,6 l/h x 13.900,00 Mt, totaliza-se um custo de 133.440,00 Meticais/hora.

Este valor é multiplicado pelo número de horas que correspondem ao período de tempo para cada intervalo de manutenção programada e adiciona-se à outros custos apresentados no **Anexo A18,** calculando-se assim os custo parciais e o custo total de operação e manutenção para este modelo de combustão, para um período de funcionamento de 2000 horas.

7.3 - CUSTO DE OPERAÇÃO DO MOTOR FUNCIONANDO NO MODELO DE COMBUSTÃO A DUPLO-COMBUSTÍVEL

Os custos aqui referidos são para o motor convertido. A projecção dos custos será realizada atendendo e incluindo também o número de horas de funcionamento do motor até atingir a revisão mecânica planificada, cuja periodicidade de intervalos de tempo entre

trabalhos de manutenção preventiva planificada é três vezes maior que as horas recomendadas quando o motor funciona no modelo combustão convencional, devido ao facto de se tratar de uma combustão limpa quando utilizado o gás natural.

O custo do combustível será calculado tomando em consideração a quantidade média do gasóleo consumido em pleno funcionamento (900 RPM) do motor a duplo-combustível que são 0,1152 litros/hora, quantidade que é multiplicada por cada tempo periódico correspondente as faixas de operação e manutenção programada para o modelo em estudo. Durante o funcionamento do motor o custo pelo consumo médio horário do gasóleo é de 0,1152 litros/hora x 13.900,00 Mt, totalizando 1.601,28 Meticais/hora.

Neste modelo o motor consome também, 4.01245 x 10^{-3} m^3/s * 3600s = 14.5m^3 /hora combustível secundário, gás natural. O custo médio do gás natural no mercado interna é de 4.6647,71Mt/m^3, o utilizador deste sistema pagará pelo consumo do gás natural 14.5m^3 /hora x4.6647,71Mt/m^3 = 40.156,214 Mt/ hora, valor que será multiplicado pelo número de horas para cada período de tempo intercalar de manutenção programada. No modelo de combustão a duplo-combustível projectado, têm-se três tipos diferentes de despesas:

- custos de conversão;
- custos dos combustíveis (gasóleo e gás natural);
- custos de manutenção.

Os custos parciais são apresentados no **Anexo A20**

7.4 – CUSTOS GLOBAIS DE OPERAÇÃO DO MOTOR NOS DOIS MODELOS DE COMBUSTÃO

No modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional, os custos de operação e manutenção, estão somente relacionados com o combustível, o gasóleo e as despesas inerentes aos serviços de manutenção durante o funcionamento do motor.

No modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convertível ou duplo-combustível, tem-se custos com despesas de aplicação dos componentes de conversão, custos de operação ou despesas com o consumo dos dois combustíveis (gasóleo, e gás natural) e os custos com os serviços de manutenção preventiva planificada.

A análise gráfica dos custos dos dois modelos apresenta-se na Figura 7.1, com o eixo das ordenadas a indicar o valor de todos os custos em Meticais acima referidos, e o eixo das abcissas a indicar o período de operação e manutenção programada.
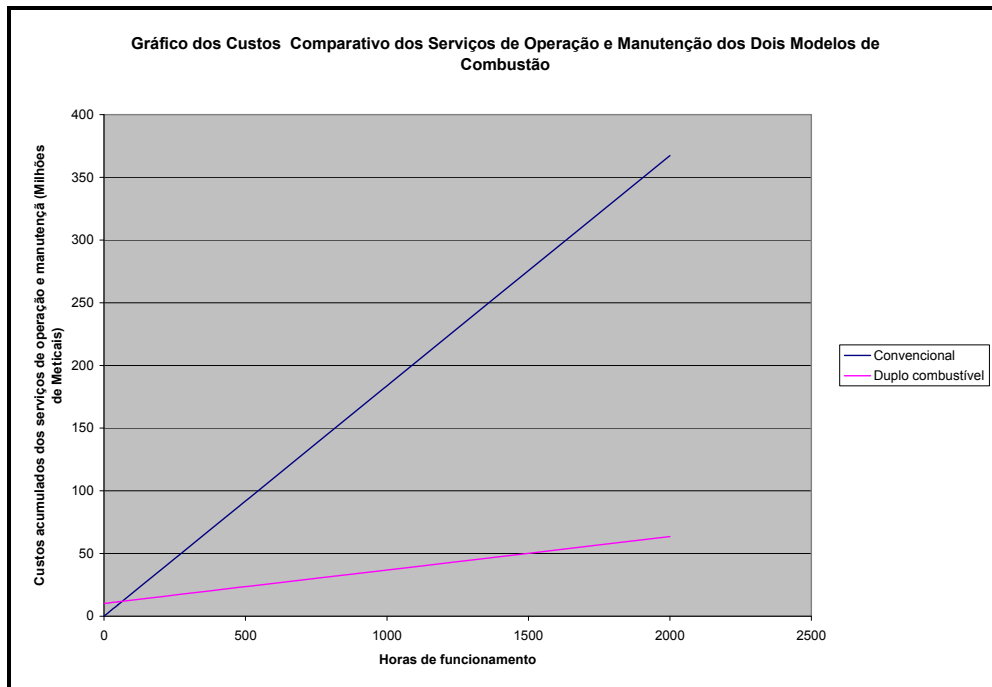
Figura 7.1, Gráfico comparativos dos custos de operação e manutenção dos dois modelos de combustão

Portanto, o modelo de combustão segundo o ciclo Diesel a duplo-combustível, na fase inicial de exploração do motor tem o valor de 10.113.000,00 Mt, que corresponde ao custo do investimento suplementar para a adaptação do sistema de conversão. Para os dois modelos de combustão durante o intervalo entre a terceira (3º) e a quarta (4º) revisão geral do motor, o número de horas de operação para se atingir a manutenção planificada é superior as restantes fases, devido ao facto do motor encontrar-se a funcionar dentro dos limites de boa operacionalidade, isto é após período de rodagem.

Comparando valores dos custos de operação e manutenção apresentados nas duas curvas da Figura 7.1, verifica-se que com a integração do modelo de combustão a duplo-combustível, a periodicidade das manutenções, em horas de funcionamento do motor, triplicam-se em relação a periodicidade referente ao modelo segundo o ciclo Diesel convencional. Em relação aos custos de operação e manutenção as duas curvas mostram que, a depois das 50 horas iniciais de funcionamento no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional faz-se a primeira revisão do motor e os custos dos serviços são superiores aos do investimento feito para a conversão a duplo-combustível.

No modelo de combustão segundo ciclo Diesel a duplo-combustível a primeira revisão do motor efectua-se à 150 horas de funcionamento. Têm-se custos muito inferiores relativamente ao modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional.

Verifica-se também do gráfico da Figura 7.1, ou no **Anexo A18**, que os custos parciais de operação e manutenção do modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional têm sempre valores superiores ao modelo convertivel.

Tabela 7.2 – comparação dos custos de operação e manutenção dos dois modelos de combustão para um único tractor agrícola.

Item	**Designação**	**Quantidade. horas**	**Custo. total./Mt**
01	Modelo de combustão convencional	2.000	378,211,420.18
02	Modelo de combustão convertido	6.000	179,324,420.18
03	Diferença (horas/custos)	4.000	199,198,732.82
04	Diferença percentual (horas/custos)	66,66%	52,64%

Da Tabela 7.2 observa-se que a diferença dos valores de custos de operação e serviços de manutenção periódica entre os dois modelos de combustão é muito acentuada, portanto com o modelo de combustão a duplo-combustível racionaliza-se 52,64% do valor total em relação ao modelo de combustão convencional. Valor que poderá ser aplicado pelo operador agrícola para co-financiar outras despesas de produção.

Dos valores pelos custos dos serviços de operação e manutenção obtidos apresentados no estudo mostram que o país pouparia quantidade considerável de divisas na importação de combustíveis, lubrificantes e acessórios sobressalentes utilizados na actividade agrícola. Além do factor económico relacionado com os custos de operação e manutenção também, aumenta-se o período da vida útil dos tractores agrícolas.

9 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Com base nos resultados e nas discussões dos mesmos, apresentados nos Capítulos VI e VII, pode-se afirmar que os objectivos traçados no inicio do presente trabalho foram alcançados, tendo-se conseguido projectar componentes tecnológicos de conversão e adaptação de um motor que funciona no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional para o modelo de combustão segundo o ciclo Diesel de duplo-combustível.

A utilização no motor do modelo de combustão segundo o ciclo Diesel de duplo-combustível, gás natural e gasóleo a altas rotações da cambota mostra-se inviável pelo facto de o RAC2 de combustão aumentar significativamente em relação ao RAC de combustão normal, que pode prejudicar o funcionamento do motor até a sua danificação, devido aos efeitos de altas temperaturas e pressões que se desenvolvem na câmara de combustão no instante de auto-ignição.

Os resultados mostram que o custo de operação e manutenção do motor de tractor agrícola MF 440, que funciona no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel de duplo-combustível é menos oneroso relativamente a operação com o motor que funciona no modelo de combustão segundo o ciclo Diesel convencional.

Para dar-se continuidade a este trabalho recomenda-se que a partir dos valores de débito de combustível aceite para o funcionamento do motor no modelo de combustão de duplo-combustível o desenvolvimento em Laboratório (num Dinamómetro de bancada) de uma série de experiências. As referidas experiências têm como finalidade a comparação dos resultados obtidos com os dados técnicos recomendados pelo fabricante, para evitar-se que surjam fenómenos indesejáveis no interior da câmara de combustão do motor nas diversas condições de funcionamento do mesmo. Recomenda-se a realização dos seguintes testes:

- Teste de consumo horário mínimo e máximo de combustível gás natural e gasóleo e da chama piloto para o motor funcionando de duplo-combustível.
- Teste de potência específica, efectiva e indicada para o motor funcionando a duplo-combustível.
- Teste de momento de força (Torque) para o motor funcionando de duplo-combustível.
- Teste de variação da amplitude e do deslocamento da pressão na câmara de combustão no instante da combustão para o motor funcionando de duplo-combustível.
- Teste de aumento do tempo de atraso de ignição devido a presença do combustível gás natural na massa admitida para o motor funcionando de duplo-combustível.
- Teste de amplitude de vibração do bloco do motor para o motor funcionando a duplo-combustível.

- Teste de níveis de emissões dos gases de escape nas diversas condições de exploração do motor para o motor funcionando de duplo-combustível.
- Avaliação da influência dos parâmetros empíricos dos modelos de combustão para o motor funcionando de duplo-combustível.

Estes testes não foram possível realizar devido a falta de um motor de combustão interna com características técnicas semelhantes ao motor aplicado no tractor agrícola MF 440 e da Máquina de Teste tipo Dinamómetro no Laboratório utilizado para ensaios da bomba injectora.

11 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A

- ANDRI HUGO, “Natural Gás Vehicles in Mozambique 1994”

- ANNAND W. J.D.”Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines”, Pro Inst. Mech Engr 177 No 36, 1963
- Alson, J. A., J. M. Adler, and T.M. Baines, 1988. “ The motor vehicle Emission characteristics and Air Quality impacts of methanol and compressed natural gas,” presented at the Symposium on transportation fuels in the 1990’s and beyond, monterey California, July 17019, 1988.

C

- CAMPBEL, A. S. “Thermodynamic Analysis Of Combustion Engines” John Wiley & Sons, 1979

D

- Domenico Lucchesi, O Automóvel (curso técnico), 1989

E

- Edmar de Almeida- Prof. IE/UFRJ e Kátia Freitas-Mestrada IE/UFRJ; Boletim Infopetro 1999-2003
- Energy and Environment Analysis, Ins., 1988.”National Methanol Market Development,”DOE/OR/21400-H6, prepared for office of policy Integration, Office of policy, planing, and Analysis,U.S.Department of energy, Washington, D.C., January.
- EYART P. et MONOT G. “Etude Do Delai De Inflamation Dans Les Moteur, Diesel”, Phenomènes d’autoinflamation, Institut Français du Petrole I.F.P. Editions. TECHNIP, Paris, 1964
- Eng. Nhambiu, Jorge Penicela, Manual de Motores de Combustão Interna, Departamento de Engenharua Mecânica-Faculdade de Engenharias-UEM, 2003)
- Dr. Eng. NHAMBIU, JORGE OLÍVIO PENICELA, Estudo de Desempenho de Motores de Ciclo Diesel Operando no Modo Duplo Combustível Turboalimentados (Distrito Federal),1996

G

- Greene, D. L.,1989. “Motor fuel choice: An Econometric Analysis,” Transportation Researsh, Vol. 23, no. 3, pp 243-253.

J

Joseph Rapold, Mestre, Revista FIB-Faculdade de Engenharia de Bahia, 1999

K

- KARIM, G A and ZHAODA. Y. “An Analytical Model For Knock In Dual Engines Of The Compression Ignition Engine”, SAE 880148-1988
- KEMPINSKI B. et RIFE J. . “Knock in spark Ignition Engines” SAE 810147, 1988

M

- MOHAND, A. N. 1992 “Contribution a L’Etude de la Combustion dans un moteur Gasole-Gás Natural par Analyse Thermodinamique et par Cinematographe”. These de docteur, Publicacion 92-22, L’ecole Centrale de Lyon, Lyon
- M.S. Jovai, Manual do Automóvil, Editora MIR, 198

O

- 1 OLIVEIRA. G. L. 1995.”Simulação De Motores De Ignição Por Centelha-Analise Teórica Experimental Dos Processos Termodinâmicos” Dissertação de Mestrado, Publicação DM-14, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasilia, DF,145 p

R

- RAINE, R. R.; “A Performance Model of the Dual Fuel (Diesel/Natural Gas) Engine”, SAE-900387-1990
- RAINE, R. R.; ELDER, S. T. and stefhensob, J.: “Efficiency, Emission And Combustion Characteristic Of Automotve Diesel Engine Un Dual Fuel Operqation”; SAE-AUSTRALIASIA, International Conf. March 1986

W

- WHITEHOUSE, N. D. and WAY, R “Rate Of Heat Release In Diesel Engines And Its Correlation With Fuel Injection Data”, Proc I Mech. E, Vol. 184 Pt 3J, 1969-70

- WATSON, N., JANOTA, M. S., "Turbocharging The Internal Combustion Engine" The MacMillan Press, 1982
- Woschni g. "A Universally Applicable Equation For The Instantaneous Heat Transfer Coefficient In The Internal Combustion Engine", SAE 670931, 1967

V

- VIANNA, J. N. S., OLIVEIRA, G. L. "Analysis of Mathematical Model Parameters used in Simulation of Internal Combustion Engines", COBEM, 1995.

Endereços electrónicos

http://WWW.etra-spa.com/etradual.htm

http://WWW.protermo.com.br

http://WWW.mistergas.com.br/pgGarantia.htm

http://www.mistergas.com.br/pgRecomenda.htm

http://WWW.amerlis.pt/gnv/gnl.htm

http://WWW.gaspoint.com.br/componentes.htm

http://WWW. gaspoint.com.br/calc_economia.asp

http://WWW. gaspoint.com.br/preços.asp.htm

http://WWW. gaspoint.com.br/fotos.asp.htm

http://WWW.troia.com.br/xls/mescladores.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/kitinstalado.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/maodeobra.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/cartoes.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/kitpecas.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/pecasmontagem.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/redutorpecas.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/resistencia.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/suportes.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/variadores.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/ opcionais.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/ cilindros.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/ molas.htm

http://WWW. troia.com.br/xls/ at_oyrsa.htm

http://WWW. troia.com.br/gnv/ esquema.htm

http://WWW. troia.com.br/gnv/ funciona.htm